

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

PABLO GIORDANI SERRANO

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE
DETERMINAÇÃO DA IMPEDÂNCIA ACÚSTICA NA
PRESENÇA DE ESCOAMENTO TANGENCIAL**

Florianópolis

2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Serrano, Pablo Giordani

Desenvolvimento de uma bancada de determinação da
impedância acústica na presença de escoamento tangencial /
Pablo Giordani Serrano ; orientador, Julio Apolinário
Cordioli - Florianópolis, SC, 2014.

197 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Impedância acústica. 3.
bancada de testes. 4. liner. I. Cordioli, Julio
Apolinário. II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE
DETERMINAÇÃO DA IMPEDÂNCIA ACÚSTICA NA
PRESENÇA DE ESCOAMENTO TANGENCIAL**

PABLO GIORDANI SERRANO

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.
Coordenador do Curso

Prof. Júlio Apolinário Cordioli, Dr.Eng.
Orientador

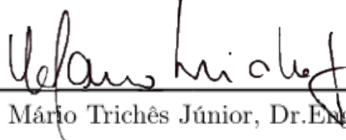
BANCA EXAMINADORA

Prof. Júlio Apolinário Cordioli, Dr.Eng.
Presidente

Prof. Andrey Ricardo da Silva, Ph.D.

Banca Examinadora (continuação):

Prof. César José Deschamps, Ph.D.



Mário Trichês Júnior, Dr.Eng.

Esse trabalho é dedicado à Gislene dos Santos Vieira e ao meu filho Theo dos Santos Giordani Serrano que vieram ao mundo para dar mais sentido à minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família por acreditar e apoiar cada passo; ao meu orientador Júlio A. Cordioli pela paciência, pela dedicação, pelas ótimas discussões, por acreditar que eu conseguiria realizar o trabalho e por sempre exigir o máximo de mim; à equipe da Embraer composta por Micael Carmo, Francisco Keller Klug, Danilo Cafaldo dos Reis, Marcello Areal e Eduardo Capucho pelo acompanhamento e instrução; aos meus colegas de laboratório André Spillere, Augusto Medeiros, Guilherme Barbieri, Guilherme Cesconeto, Richard Sevegnani, Oscar Agudelo e Zargos Masson pelo suporte e auxílio fornecido; aos Profs. César Deschamps, Fernando Catalano, Felipe Vergara, Arcanjo Lenzi, Vicente Nicolau pelas dicas valiosas; aos servidores e integrantes dos laboratórios USICON e LABTERMO pelas peças fabricadas e calibrações realizadas; aos pesquisadores Hans Bodèn, Michael Jones, Carl Gerhold, Leandro Santana, Wim Desmet e Jeremy Astley pela troca de experiências e oportunidades abertas. Por fim, agradeço à FINEP pelo patrocínio ao projeto Aeronave Silenciosa e ao CNPq que patrocinou a bolsa de estudo de desenvolvimento tecnológico, de mestrado e aprovou minha proposta de estudos de doutorado, que será meu novo desafio.

RESUMO

A poluição sonora decorrente de tráfego aéreo é um dos principais problemas de comunidades que vivem nos arredores de aeroportos. Em aeronaves do tipo *turbofan*, um dos ruídos que mais se destacam nas condições de decolagem e pouso é o ruído tonal decorrente da passagem de pás da ventoinha do motor e conhecido como *Blade Passage Frequency* (BPF). Tal ruído é particularmente incômodo, e por esse fato, no cálculo do *Effective Perceived Noise Level* (EPNL) é inserida uma penalidade que pode ser determinante para a aceitação de uso da aeronave em um determinado aeroporto. O revestimento utilizado na parte interna do duto anular que contém o motor, conhecido como *liner*, atua passivamente ao atenuar o ruído da passagem de pás e contribui ao reduzir a penalidade no cálculo do EPNL. O parâmetro chave que caracteriza o *liner* é sua impedância acústica, que por sua vez é altamente sensível à presença de escoamento. Portanto, a determinação deste parâmetro em tais condições necessita de uma infraestrutura adequada que permita controlar e medir a velocidade de escoamento. Diversas bancadas de teste foram construídas com este propósito, no entanto, ainda permanecem dúvidas relacionadas a efeitos de não linearidade presentes, variações de temperatura, efeitos de modos de alta ordem da tubulação de teste e se o material pode ser considerado localmente reativo. Desta forma, o objetivo deste trabalho é o projeto, a construção e o comissionamento de uma bancada experimental que permita fornecer dados a diferentes métodos de extração de impedância. A bancada desenvolvida possui seção de testes altamente modular, terminação com baixa reflexão e capacidade de escoamento com velocidades até 0,3 Mach. O projeto previu a excitação de ao menos um modo de alta ordem dentro da tubulação na faixa de frequência de interesse e possibilidade de atuação em regimes não lineares, utilizando ruído tonal como excitação. A construção envolveu diversos detalhes técnicos de fabricação e montagem. Já o comissionamento incluiu medições do perfil de velocidades na seção de teste, ensaios acústicos com e sem a presença de escoamentos e ensaios de vibração. Por fim, foram ensaiadas duas amostras de *liners* típicos e foi realizado o cálculo das respectivas impedâncias acústicas, valendo-se do método da matriz de duas portas (*Two Port Matrix* - 2PM), o que permitiu caracterizar tais amostras para o uso em projetos de aeronaves mais silenciosas.

Palavras-chave: impedância acústica, bancada de testes, *liner*

ABSTRACT

Noise pollution generated by aircraft is one of the major concern in communities near airports. Turbofan aircrafts have different noise sources and Blade Passage Frequency (BPF) is a very inconvenient tonal noise generated during take-off and approach. This annoying noise causes a penalty on Effective Perceived Noise Level (EPNL) calculation; consequently this parameter may be decisive to accept an aircraft to operate in an airport. Liners are passive noise control materials used inside nacelles, in order to attenuate noise and to reduce penalties in EPNL calculation. Liner key design parameter is the acoustic impedance under grazing flow condition, and its efficiency depends on the flow velocity. To educe the acoustic impedance a complex infrastructure is needed to control and measure flow velocity profile. There are some rigs already built, although some questions still have no answer regarding nonlinear behaviours, temperature changes, high order modes and when to consider liners as locally reacting materials. The objective of this work is to design, construct and commission an experimental test rig which can generate data to different impedance eduction methods. The developed test rig has a highly modular test section, low reflection termination and 0,3 Mach maximum mean velocity capacity. At least one high order modes can be evaluated inside the frequency range of interest, and nonlinear regimes can be reached using tonal noise excitation as input. Rig commissioning included flow profile measurements, vibration measurements and acoustic measurements to evaluate the sound field inside the duct with and without flow. Two liner samples were tested and its acoustic impedance educed using the Two-port Matrix Method, witch permitted to characterize samples aiming to design silent aircrafts.

Keywords: acoustic impedance, test rig, liner

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Sistema de coordenadas e dimensões de um duto finito (MEDEIROS, 2013).	33
Figura 2.2	Aplicação de <i>liners</i> na turbina de um avião <i>turbofan</i> .	41
Figura 2.3	<i>Liners</i> em camadas (BIELAK et al., 1999).	42
Figura 2.4	<i>Liner</i> cerâmico CT65. Adaptado de: (JONES; WATSON; PARROTT, 2005).	43
Figura 2.5	<i>Liner</i> padrão CT1, CT2, CT3. Adaptado de: (JONES et al., 2001).	43
Figura 2.6	<i>Liner</i> metálico.	45
Figura 2.7	Modelo do Ressonador de Helmholtz (LENZI, 2012).	47
Figura 2.8	Tubo com ressonador. Adaptado de: (LENZI, 2012).	49
Figura 2.9	Tubo de impedância (ISO, 1998).	52
Figura 2.10	GFIT - Tubo de impedância rasante (WATSON; JONES; GERHOLD, 2011).	54
Figura 2.11	CDTR - Bancada curva da NASA. Adaptado de: (GERHOLD; CABELL; BROWN, 2006) e (GERHOLD et al., 2011).	55
Figura 2.12	BWNL - Bancada da Boeing. Adaptado de: (JONES et al., 2004).	56
Figura 2.13	B.F. Goodrich - Bancada com câmaras reverberantes. Adaptado de: (JONES; PARROTT; WATSON, 2003).	58
Figura 2.14	K.U. Leuven - Bancada experimental. Adaptado de: (ROECK; DESMET, 2008).	59
Figura 2.15	KTH - Bancada experimental (ELNADY; BODEN, 2004).	60
Figura 2.16	ASC - Bancadas experimentais (CHURSIN, 2012).	60
Figura 2.17	Decomposição do campo acústico no <i>Mode Matching</i> (ELNADY; BODEN, 2004).	67
Figura 2.18	Matriz de duas portas. Adaptado de: (SANTANA et al., 2011).	70
Figura 3.1	Esquema para ensaio de amostras.	78
Figura 3.2	Esquema para calibração de velocidade de escoamento	79
Figura 3.3	Detalhes construtivos do bocal.	81
Figura 3.4	Peças da seção de teste.	83
Figura 3.5	Desenho da bancada projetada, com seção de teste detalhada na configuração <i>upstream</i> .	85

Figura 3.6	Carro tubular com equipamentos.....	86
Figura 3.7	Projeto e montagem do difusor.....	87
Figura 3.8	Silenciador de seção livre.....	88
Figura 3.9	Chicane.....	89
Figura 3.10	Infra-estrutura do LVA e Projeto da Bancada.....	93
Figura 3.11	Ventilador Centrífugo JMS.....	95
Figura 3.12	Representação das funções macro do <i>software</i> (MASSON, 2013).....	97
Figura 3.13	Diagrama de módulos (MASSON, 2013).....	98
Figura 4.1	Configuração para ensaios de escoamento.....	102
Figura 4.2	Configurações de investigação.....	103
Figura 4.3	Posicionamento dos microfones nas duas campanhas de ensaios com amostras de <i>liner</i>	105
Figura 4.4	Montagem da instrumentação das campanhas de medição.....	106
Figura 4.5	Amostras de <i>liner</i> típico.....	107
Figura 4.6	Detalhes da montagem e instrumentação para ensaio de <i>liner</i> típico.....	107
Figura 4.7	Perfis de velocidade com 16, 20 e 30 pontos.....	109
Figura 4.8	25 pontos de medição + 5 pontos centrais.....	111
Figura 4.9	Medições de Velocidade na linha de centro.....	111
Figura 4.10	Avaliação da velocidade na linha de centro do duto: linha pontilhada representando os valores experimentais de velocidade com barra de erro estatístico de 3 desvios padrão e linha azul cheia representando o perfil analítico usando a lei da potência.....	112
Figura 4.11	Medição temporal de diferencial de pressão no bocal para diferentes velocidades.....	114
Figura 4.12	Calibração experimental de velocidade de escoamento.....	115
Figura 4.13	Validação da curva de calibração no bocal.....	116
Figura 4.14	Avaliação da perda de carga com a amostra A.....	118
Figura 4.15	Avaliação da perda de carga com a amostra B.....	119
Figura 4.16	Ruído de escoamento em diferentes posições.....	120
Figura 4.17	Ruídos de fundo com o Liner A e fonte a montante para diferentes posições de medição e velocidades de escoamento - 1 ^a Campanha.....	122
Figura 4.18	Ruído de fundo ao longo da tubulação em $M=0,25$ - 2 ^a	

Campanha.....	123
Figura 4.19 Ruídos de fundo com o Liner A e fonte a jusante para diferentes posições de medição e velocidades de escoamento - 1ª Campanha.....	124
Figura 4.20 Vibração decorrente de escoamento - níveis globais e análise na frequência para diferentes velocidades	125
Figura 4.21 Configuração a montante com parede rígida.	126
Figura 4.22 Funções de transferência dos microfones 2 e 3 em relação ao microfone 1 utilizando ruído branco em um alto-falante de cada vez e sem escoamento.....	128
Figura 4.23 Observância do segundo modo da tubulação.	129
Figura 4.24 Coerência do microfone 2 em relação ao microfone 1, ao excitar a bancada com ruído branco em diferentes níveis sem escoamento e com diferente número de alto-falantes	130
Figura 4.25 Níveis máximos na bancada excitando com tons puros	132
Figura 4.26 Vibração da bancada em decorrência do nível de sinal de excitação por ruído branco com todos os alto-falantes	133
Figura 4.27 Avaliação dos níveis de ruído no microfone Teste Montante	133
Figura 4.28 Coerência entre sinal de referência de ruído branco e o microfone Teste Montante	135
Figura 4.29 Avaliação da coerência utilizando Swept sine.....	136
Figura 4.30 Avaliação do nível e tipo de sinal utilizando Swept sine.	137
Figura 4.31 Relação sinal ruído para <i>liner</i> A com seção de fontes a jusante em diferentes velocidades de escoamento - 2ª Campanha	138
Figura 4.32 Relação sinal ruído para <i>liner</i> A com seção de fontes a montante em diferentes velocidades de escoamento - 2ª Campanha	139
Figura 4.33 Coeficientes de reflexão e impedância normal da terminação sem escoamento - 2ª Campanha.....	140
Figura 4.34 Coeficientes de reflexão da terminação com escoamento e <i>liner</i> A - 2ª Campanha	141
Figura 4.35 Redução de ruído de escoamento com recuo. Adaptado de: (MUELLER, 2002)	143
Figura 5.1 Atenuação do <i>liner</i> A com seção de fontes a jusante ..	147
Figura 5.2 Atenuação do <i>liner</i> A com fonte a montante	148
Figura 5.3 Perda de Transmissão - <i>Liner</i> A	150
Figura 5.4 Perda de Transmissão - <i>Liner</i> B	151

Figura 5.5	Impedância do <i>liner</i> A obtida pelo método 2PM	152
Figura 5.6	Impedância do <i>liner</i> B obtida pelo método 2PM	153
Figura 5.7	Impedância calculada pelo <i>método in-situ</i> de um <i>liner</i> testado diretamente colocado em uma turbina. Em azul 91% e em vermelho 51% da potência do motor. Pontos vazados parte real e cheios parte imaginária da impedância. Adaptado de: (GAETA; MENDOZA; JONES, 2007)	154
Figura 5.8	Impedância calculada pelo método baseado em MEF de um <i>liner</i> típico testado na NASA GFIT em 0,3 Mach. Adaptado de: (WATSON; JONES, 2012)	155
Figura 5.9	Análise de sensibilidade da Posição - Liner A	157
Figura 5.10	Sensibilidade à velocidade - Liner A	158
Figura 5.11	Análise de repetibilidade para a amostra de <i>liner</i> A	159
Figura A.1	Esquema utilizado para comissionar o software SCAP Liner RIG (MASSON, 2013)	190

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Dados de <i>liners</i> tipicamente utilizados em aeronaves .	45
Tabela 2.2	Comparação geométrica entre bancadas	61
Tabela 2.3	Principais métodos de determinação da impedância ..	73
Tabela 4.1	Validação experimental dos diferenciais de pressão es- tática projetados para os três principais elementos da bancada ..	117
Tabela 4.2	NPS global com ruído branco	131
Tabela 5.1	Métodos para medição da velocidade	146
Tabela 5.2	Parâmetros utilizados nas medições do <i>liner</i> típico ...	159

LISTA DE SÍMBOLOS

\tilde{Z}	Impedância Acústica [Rayl]	31
r	Parte real da impedância acústica [Rayl]	32
χ	Parte imaginária da impedância acústica [Rayl]	32
\bar{U}	Velocidade Média [m/s]	33
M	Velocidade média em Mach [Mach]	33
c	Velocidade do som [m/s]	33
x	Eixo coordenado horizontal [m]	33
y	Eixo coordenado vertical [m]	33
z	Eixo coordenado axial (ao longo da tubulação) [m]	33
p	Pressão sonora [Pa]	34
u	Velocidade de partícula [m/s]	34
ρ	Densidade [$\frac{kg}{m^3}$]	34
γ	Coefficiente de expansão adiabático []	34
k	Número de onda [1/m]	35
f_c	Frequência de corte [Hz]	36
T	Temperatura [$^{\circ}C$]	36
ω	Frequência angular [rad]	39
τ	Espessura da placa perfurada [m]	44
d	Diâmetro do furo da placa perfurada [m]	44
D	Comprimento da cavidade de <i>honeycomb</i> [m]	44
a	Tamanho da célula de <i>honeycomb</i> [m]	44
W_t	Potência sonora transmitida [W]	49
W_i	Potência sonora incidente [W]	49
S	Área do pescoço do ressonador de Helmholtz [m^2]	50
Vol	Volume de ar no interior do ressonador de Helmholtz [m^3] ..	50
p_t	Pressão transmitida [Pa]	50
p_t	Pressão transmitida [Pa]	50
p_i	Pressão incidente [Pa]	50
H_c	FRF corrigida [Pa/Pa]	51
H_{12}	FRF do microfone 1 em relação ao 2 [Pa/Pa]	51
Γ	Coefficiente de reflexão []	52
ϕ	Fase [$^{\circ}$]	52

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EPNL	<i>Effective Perceived Noise Level</i>	25
PNL	<i>Perceived Noise Level</i>	25
FAA	<i>Federal Aviation Administration</i>	25
BPF	<i>Blade Passage Frequency</i>	25
POA	<i>Percentual Open Area [%]</i>	44
TL	<i>Transmission Loss</i>	49
TMM	<i>Two Microphone Method</i>	51
FRF	Função Resposta em Frequência	51
GFIT	<i>Grazing Flow Impedance Tube</i>	53
GIT-TB	<i>Grazing incidence tube - Traversing Bar</i>	53
CDTR	<i>Curved Duct test Rig</i>	53
Q3D	Quase 3 Dimensões	54
BWNL	<i>Boeing Wichita Noise Lab Grazing Flow</i>	56
GEAE	<i>General Electric Aircraft Engines</i>	57
FRM	<i>Flow Resistance Method</i>	57
BFG	<i>B. F. Goodrich</i>	57
ILM	<i>Insertion Loss Method</i>	57
AAL	<i>Airbus Acoustic Laboratory</i>	57
2PM	<i>Two Port Matrix Method</i>	58
KTH	<i>Royal Institute of Technology</i>	59
MMM	<i>Mode Matching Method</i>	59
ASC	<i>Aviadvigatel Stock Company</i>	59
SMM	<i>Single Mode Method</i>	64

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	25
1.1 PROBLEMÁTICA	26
1.2 OBJETIVOS	28
1.2.1 Objetivo Geral	28
1.2.2 Objetivos Específicos	28
1.3 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	28
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1 CONCEITOS BÁSICOS	31
2.2 ACÚSTICA EM DUTOS	32
2.2.1 Duto rígido - solução sem escoamento	34
2.2.2 Duto rígido - solução com escoamento	36
2.2.3 Dutos com impedância na parede	37
2.2.4 Mecanismo de geração de ruído em dutos	38
2.2.5 Método acústico de medição de velocidade	39
2.3 TRATAMENTO ACÚSTICO DE MOTORES	40
2.4 MODELOS DE IMPEDÂNCIA ACÚSTICA DE <i>LINERS</i>	46
2.4.1 Modelos semiempíricos	46
2.4.2 Modelo de Ressonador de Helmholtz	47
2.5 BANCADAS E MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO DE IMPEDÂNCIA	50
2.5.1 Tubo de impedância normal	51
2.5.2 Bancadas de medição de impedância na presença de escoamentos rasantes	52
2.5.3 Métodos de determinação de impedância acústica na presença de escoamento	62
2.5.3.1 Método <i>In-situ</i>	62
2.5.3.2 <i>Single Mode Method</i> - SMM	64
2.5.3.3 <i>Mode Matching Method</i> - MMM	66
2.5.3.4 Método direto de Jing	68
2.5.3.5 Método da matriz de duas portas (2PM)	70
2.5.4 Comparativo entre métodos	73
3 PROJETO DA BANCADA	75
3.1 ETAPAS DO PROJETO	75
3.2 ELEMENTOS DA BANCADA	78
3.2.1 Bocal	80
3.2.2 Seção de testes	82
3.2.3 Difusor	85

3.2.4 Silenciadores	88
3.2.4.1 Silenciador de seção livre	88
3.2.4.2 Chicane	89
3.3 SISTEMA DE GERAÇÃO DE ESCOAMENTO	90
3.3.1 Cálculo da Perda de Carga	90
3.3.2 Ventilador	92
3.4 INSTRUMENTAÇÃO	96
3.5 SOFTWARE DE OPERAÇÃO E CONTROLE	96
4 COMISSIONAMENTO	101
4.1 CONDIÇÕES AVALIADAS	101
4.1.1 Configuração para ensaios de escoamento	101
4.1.2 Configurações de investigação das fontes de ruído ..	103
4.1.3 Configuração para ensaios de amostras de <i>liners</i> ...	104
4.2 MEDIÇÃO DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO	106
4.2.1 Método utilizando tubo de Pitot	106
4.2.2 Calibração do sistema medidor de velocidade	113
4.3 MEDIÇÃO DA PERDA DE CARGA	114
4.4 MEDIÇÃO DO RUÍDO DE FUNDO	120
4.5 AVALIAÇÃO DAS FONTES SONORAS E SINAIS DE EX- CITAÇÃO	126
4.5.1 Avaliação das fontes sonoras	127
4.5.2 Níveis máximos atingidos	131
4.5.3 Excitação por ruído branco	133
4.5.4 Excitação por (<i>Swept Sine</i>)	134
4.5.5 Excitação por tons puros	136
4.6 AVALIAÇÃO DA RELAÇÃO SINAL-RUÍDO	138
4.7 COEFICIENTE DE REFLEXÃO E IMPEDÂNCIA DA TER- MINAÇÃO DA SEÇÃO DE TESTES	139
4.8 COMENTÁRIOS SOBRE O COMISSIONAMENTO	140
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	145
5.1 MÉTODOS DE MEDIÇÃO DA VELOCIDADE DE ESCO- AMENTO	145
5.2 ATENUAÇÃO DOS <i>LINERS</i>	147
5.3 PERDA DE TRANSMISSÃO – TL	149
5.4 IMPEDÂNCIA	152
5.5 ANÁLISES DE SENSIBILIDADE	156
5.6 ANÁLISE DE REPETIBILIDADE	156
6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	161
6.1 CONCLUSÕES	161
6.2 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS	163

REFERÊNCIAS	165
APÊNDICE A – Desenhos Técnicos	173
ANEXO A – Folhas técnicas	195

1 INTRODUÇÃO

O cenário atual referente ao ruído aeronáutico é muito estudado e bastante desafiador para projetistas de aeronaves. Isso porque há necessidade de redução dos níveis de ruído emitidos, visando atender normas internacionais que estão programadas para acontecer nos próximos anos. Para medir esse ruído existem diversos parâmetros que permitem mensurar o ruído de cada aeronave e o ruído aeroportuário como um todo, permitindo um controle destes através dos órgãos competentes, como a ANAC no Brasil. Com o avanço das leis, dos métodos, das tecnologias e das técnicas de medição do ruído aeroportuário é possível reduzir os níveis de ruído, melhorando a qualidade de vida das pessoas que vivem nos entornos de aeroportos e em rotas de aproximação de aeronaves.

O ruído proveniente de aeronaves pode ser classificado em três períodos de tempo diferentes durante o percurso da aeronave de uma origem a um destino: o período de decolagem (*take-off*), de cruzeiro (*flyover*) e de aterrissagem (*approach*). O parâmetro utilizado para regulação do ruído aeronáutico EPNL é calculado com base na "ruidosidade" sonora percebida e chamada de PNL, somado ao tempo de duração do evento sonoro, corrigido pela emissão de tons puros, sendo que os valores máximos de EPNL permitidos variam de aeroporto para aeroporto, e cada aeronave possui um valor máximo permitido de acordo com seu peso, número de motores e o período de tempo no qual está sendo calculado o parâmetro (decolagem, aterrissagem) (DINATO, 2011).

O EPNL não correlaciona totalmente o ruído com o incômodo, entretanto é um parâmetro usado por diversas empresas e órgãos internacionais como a FAA sendo que pode ser medido em diferentes condições de voo. As condições de decolagem (*take-off*) e de aterrissagem (*approach*) são de interesse prático, visto que as aeronaves encontram-se próxima ao solo, de forma que o ruído é mais crítico. Em tais condições o ruído emitido pela aeronave é composto pelo ruído aerodinâmico somado ao ruído gerado pelo motor. Nos modelos de aeronaves *turbofan*, dentre as fontes de ruído, o que mais se destacam nas condições citadas é o ruído tonal decorrente da passagem das pás do motor, conhecido pelo termo em inglês BPF, e o ruído de jato. O BPF é particularmente incômodo, gerando uma ruidosidade considerável e, por esse fato, no cálculo do EPNL há uma penalidade devido a presença de tons que aumenta significativamente o nível calculado.

Com o objetivo de reduzir o ruído tonal das aeronaves, na parte interna do duto anular que contém o motor localiza-se um revestimento acústico projetado para atuar na faixa de frequência de interesse. A aplicação destes materiais de tratamento acústico em motores é um tema de pesquisa, visto a necessidade de estimar a eficiência de tais materiais ainda na fase de projeto. Tais pesquisas incluem modelos em escala real de alto custo. Por tal motivo, utilizam-se técnicas e métodos que permitem ter uma previsão de atenuação em modelos com escalas reduzidas, ou em simulação via computador. Tais simulações necessitam de parâmetros que representem a absorção do material incluído no modelo computacional e o parâmetro comumente utilizado é a impedância acústica (MSC SOFTWARE CORPORATION, 2014).

Existem diversos métodos de determinação da impedância acústica de materiais de tratamento acústico de motores, tratados neste trabalho por *liners*, em condições com e sem escoamento. Para todos os fins, pretende-se explorar tais modelagens ao construir uma bancada experimental que dará subsídios para extração e validação da impedância acústica de diferentes amostras de *liners* em diferentes condições de operação controladas em laboratório.

A infraestrutura necessária à determinação de parâmetros acústicos de *liners* utilizados durante a simulação do ruído tonal de aeronaves *turbofan* antes da fabricação de um modelo de aeronave comercial civil é que motivou este trabalho. Com tal infraestrutura acredita-se que seja possível formar um banco de dados de materiais acústicos que auxiliarão empresas brasileiras e a sociedade civil indiretamente, ao reduzir os níveis globais de ruído aeronáutico em comunidades.

1.1 PROBLEMÁTICA

As condições que os materiais acústicos estão submetidos durante todo o percurso de uma aeronave apresentam pressões sonoras podem chegar a até 160dB próximo ao revestimento acústico do motor em condição de cruzeiro, e o escoamento de ar pode chegar a velocidades acima de 0,7 Mach. Nos *liners* as velocidades de escoamento podem ser superiores a 240 m/s, já os ruídos de passagem das pás da turbina ocorrem entre 800 e 8 kHz, dependendo da construção do motor. A impedância acústica do *liner* é, portanto, um parâmetro equivalente que exprime todas as variáveis do problema, sendo dependente da geometria do *liner*, da velocidade do escoamento de ar, da amplitude de pressão sonora e da frequência de excitação, basicamente (BIELAK et

al., 2002).

Diversos estudos vêm sendo realizados desde os anos 70 visando modelar analiticamente o problema. Consequente, podem ser usados métodos empíricos, semi-analíticos e numéricos para determinar os valores da impedância acústica do *liner*. Cada um tem seus prós e contras, não havendo um método ideal para todas as situações, visto que tanto condições geométricas, de escoamento, de incidência sonora e atmosféricas alteram os valores da impedância acústica, sendo necessária uma base de dados completa abrangendo todas as combinações possíveis para o projeto de aeronaves silenciosas.

Em condições típicas de decolagem, a BPF está entre 1,0 kHz e 3,0 kHz, com velocidades de escoamento médias no *inlet* de aproximadamente 124 m/s. A frequência do BPF é acompanhada dos componentes harmônicos que também aparecem no espectro sonoro do ruído. Por tal motivo o revestimento acústico é projetado para obter a máxima atenuação sonora, tanto para a BPF em diversas velocidades de escoamento, quanto para seus harmônicos.

Com o avanço de modelos numéricos e *design* de *liners*, o comportamento e a eficiência dos tratamentos acústicos em aeronaves vêm melhorando. Com resultados de medições realizadas, a problemática se estendeu, visto que o *liner* atua em uma região mais ampla do espectro ao ser submetido a grandes velocidades de escoamento em sua superfície. Esse fenômeno altera a impedância dos *liners* significativamente em relação à condição sem escoamento. Além desse fato, os altos níveis de pressão sonora submetidos aos *liner* típicos provocam efeitos de não linearidade. Portanto, os modelos de representação do campo de pressão baseados em acústica linear não são mais representativos, sendo necessária outra formulação para representar a onda sonora na região próxima ao revestimento acústico.

Para contornar tais questões e criar condições similares às reais, controladas e mensuráveis em ambiente laboratorial, é necessária uma infra-estrutura que permita escoamento a altas velocidades, tenha fontes sonoras que alcancem elevados níveis de pressão sonora e que permita a avaliação de amostras de tratamento acústico por diferentes métodos experimentais.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Desenvolver uma bancada experimental que permita a determinação da impedância acústica de *liners* em condições com e sem escoamento tangencial e na presença de elevados níveis de pressão sonora.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Projetar uma bancada modular permitindo modificar as configurações e posicionamento relativo entre fontes sonoras e amostra;
- Construir e comissionar a bancada realizando ensaios acústicos, de vibração e de perfil de velocidade de escoamento com e sem a presença de amostras de materiais de tratamento acústico;
- Avaliar a impedância acústica extraída de amostras ensaiadas na bancada e comparar com dados da literatura.

1.3 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

Neste primeiro capítulo foi exposto o problema, premissas e os objetivos do trabalho. No capítulo que segue será apresentada a revisão bibliográfica que engloba o arcabouço teórico e matemático envolvido na descrição do campo acústico com e sem a presença de um material de tratamento acústico em uma tubulação. Ainda nesta revisão serão apresentados os tipos de *liners*, bancadas experimentais que serviram de inspiração para esse trabalho, e por fim alguns métodos de determinação de impedância. O terceiro capítulo foca a atenção ao desenvolvimento da bancada, envolvendo o projeto e construção da mesma. Será abordado cada elemento com as premissas que nortearam a definição geométrica e de características especiais. O quarto capítulo envolve o comissionamento da bancada, no qual serão apresentados dados provenientes de diferentes ensaios, cada qual com um objetivo específico de avaliar o desempenho da bancada. No capítulo quinto será apresentado o resultado de alguns parâmetros e características fundamentais que permitem avaliar a eficácia e sensibilidade da bancada, principalmente com a utilização do método da matriz de duas portas, utilizado para determinar a impedância acústica de duas amostras ensaiadas. O

último capítulo apresenta diversas conclusões do autor, onde também são sugeridas melhorias à bancada a serem implementadas em trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica de acústica em dutos de parede rígida e com paredes tratadas, devido a presença de uma seção de teste com um duto de área de seção reta retangular na bancada projetada. Posteriormente é realizada uma descrição dos materiais de tratamento utilizados em aeronaves, além dos modelos de representação de tais materiais. Dando sequência, é também realizado um apanhado geral das principais bancadas e métodos experimentais de determinação de impedância acústica destes mesmos materiais. Por fim, o método da matriz de duas portas será abordado em mais detalhes, devido à sua implementação pela equipe do projeto e utilização para cálculo das impedâncias das amostras de *liners* ensaiadas durante o comissionamento da bancada projetada (SANTANA et al., 2011)¹.

2.1 CONCEITOS BÁSICOS

Ao receber uma onda sonora os materiais refletem e absorvem parte da energia, dissipando-a em forma de calor. Tais efeitos são observados de forma que a mudança de um meio para outro ou simplesmente o confinamento da onda sonora em uma cavidade é responsável por alterar as condições de pressão e de velocidade de partícula locais. Tais condições de contorno são necessárias para avaliar o comportamento acústico dos materiais e quantificar a transformação de energia acústica em energia térmica.

A pressão e a velocidade de partícula acústicas podem ser representadas por fasores, utilizando números complexos (com magnitude e fase) em um dado instante e posição. Assim, pode-se calcular a impedância acústica \tilde{Z} de um material naquela situação. O valor de impedância pode ser representado também como um número complexo apresentando um ângulo de fase entre pressão \tilde{p} e velocidade de partícula \tilde{u} dado por

$$\tilde{Z} = Re(\tilde{Z}) + Im(\tilde{Z}) = r + j\chi = \frac{\tilde{p}}{\tilde{u}}, \quad (2.1)$$

¹O método da matriz de duas portas foi implementado por Augusto Amador Medeiros, integrante do projeto Aeronave Silenciosa, e está detalhado e validado a partir de dados numéricos em seu trabalho de conclusão de curso (MEDEIROS, 2013).

onde r é a parte real responsável pela dissipação de energia no material, e a parte imaginária χ está associada à rigidez do material. Observa-se que, ao obter a parte reativa igual a zero, o material apresenta uma impedância máxima em magnitude que se traduz em uma maior dissipação de energia pelo material.

Existe uma diferença entre a impedância do meio sem restrições físicas - impedância característica que é dada por uma multiplicação da densidade do meio pela velocidade da onda sonora que se propaga no mesmo - e a impedância calculada na superfície de um material. Geralmente, um material acústico vai possuir diferente impedância em decorrência do ângulo de incidência da onda sonora e da presença de escoamento. Em linhas gerais, o objetivo é caracterizar a superfície do material, obtendo a impedância acústica nas condições a ele submetidas.

A representação gráfica da impedância de um material acústico é geralmente feita dividindo-a pelo valor da impedância característica do fluido que transporta a onda sonora. Assim, obtém-se uma impedância acústica normalizada. Neste trabalho tratar-se-á de ondas se propagando no ar atmosférico que possui, em condições normais de temperatura e pressão, a impedância característica de $Z_0 = \rho_0 c_0 = 415 \text{ Rayls}$, onde Rayl é a unidade utilizada para expressar a impedância acústica.

2.2 ACÚSTICA EM DUTOS

O estudo do campo de pressão em dutos, ou guias de ondas, teve grande desenvolvimento decorrente dos estudos aeronáuticos nos anos 80, visto que diversas modelagens usando equações diferenciais baseadas nas equações de transporte de Navier-Stokes foram estudadas nessa época. As chamadas equações de convecção 2D e 3D com foco em tubos com seção reta retangular e sistema de coordenadas compatível levou ao desenvolvimento de soluções analíticas e numéricas do problema (MYERS, 1980).

A resposta acústica em dutos pode ser dada analiticamente em situações com e sem escoamento do fluido portador da onda sonora, de forma que, na condição com escoamento, a velocidade média de escoamento na seção transversal do duto é representada por um valor escalar. Ao considerar que o escoamento é gerado por uma bomba de rotação constante, pode-se dizer que o mecanismo de turbulência é estacionário, de forma que a velocidade instantânea medida em um ponto dentro da tubulação pode ser dividida em uma velocidade média

temporal e uma flutuação de velocidade. A velocidade total U é dada então pela velocidade média do fluido \bar{U} somada à flutuação estatística de velocidade. Utiliza-se a velocidade média expressada em Mach nos modelos de determinação de impedância. Sendo

$$M = \bar{U}/c, \quad (2.2)$$

onde c representa a velocidade do som no meio para uma dada temperatura e pressão atmosférica e M representa a velocidade média de escoamento que não varia ao longo da tubulação e ao longo do tempo, ou seja, é uma variável independente (MUNJAL, 1987).

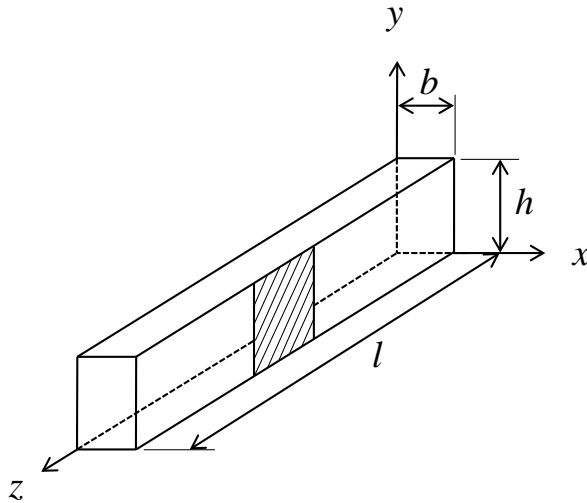


Figura 2.1 – Sistema de coordenadas e dimensões de um duto finito (MEDEIROS, 2013).

Se considerarmos um duto com seção reta retangular e com o sistema de coordenadas x , y e z , sendo essa última a dimensão ao longo do comprimento do duto, conforme ilustrado na Figura 2.1, podemos representar o campo de pressão pela solução tridimensional calculada a partir da equação da conservação da massa, aliada à equação de equilíbrio dinâmico para fluido ideal (quantidade de movimento) e à equação da energia, representadas respectivamente por

$$\rho_0 \nabla \cdot \mathbf{u} + \frac{\partial p}{\partial t} = 0, \quad (2.3)$$

$$\rho_0 \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla p = 0, \quad (2.4)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = \frac{\gamma (p_0 + p)}{\rho_0 + \rho} \simeq \frac{\gamma p_0}{\rho_0} = c_0^2, \quad (2.5)$$

onde ρ_0 representa a densidade do meio, ρ representa a flutuação de densidade, p_0 representa a pressão absoluta do meio, p representa a pressão acústica, \mathbf{u} representa a velocidade de partícula, c_0 representa a velocidade do som no meio e γ representa o coeficiente de expansão adiabática (MUNJAL, 1987). Ao considerar que as variações de pressão, densidade e temperatura são pequenas, pode-se desprezar a condução térmica e assumir que o fluido é ideal e o mecanismo do som como isentrópico. Desta forma, a relação entre pressão e densidade é linearizada, obtendo $p = p(\rho)$ e por fim pode-se resolver o sistema de equações que oferecem a equação da onda acústica em um meio sem escoamento dada por

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 p = 0. \quad (2.6)$$

Na presença de escoamento ao longo do eixo z positivo, conforme Figura 2.1, pode-se combinar as equações da conservação da massa, do equilíbrio dinâmico e da energia e obter a chamada equação de Helmholtz da onda convectiva, dada por

$$(1 - M^2) \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} - 2ikM \frac{\partial p}{\partial z} + k^2 p = 0. \quad (2.7)$$

Nesta representação, o perfil de velocidades do escoamento ao longo da seção transversal é simplificado e considerado constante ao longo do duto, sendo a velocidade média $M(z) = \text{constante}$, e as variações de pressão atmosférica, temperatura e densidade desprezíveis (JONES et al., 2006).

2.2.1 Duto rígido - solução sem escoamento

Resolvendo a equação da onda (Equação 2.6), através do método de separação de variáveis, obtém-se a solução geral de pressão em um duto retangular, expressa por

$$p(x, y, z, t) = (C_1 e^{-jk_z z} + C_2 e^{+jk_z z})(e^{-jk_x x} + C_3 e^{+jk_x x}) \times (e^{-jk_y y} + C_4 e^{+jk_y y}) e^{j\omega t}, \quad (2.8)$$

sendo C_1 , C_2 , C_3 e C_4 constantes e a condição de compatibilidade sem escoamento, também chamada de relação de dispersão, é dada por

$$k_0 = \sqrt{k_x^2 + k_y^2 + k_z^2}, \quad (2.9)$$

onde $k_0 = \frac{2\pi f}{c_0}$ é o número de onda e k_x , k_y , k_z são os números de onda das direções do sistema cartesiano (MUNJAL, 1987).

No caso de condições de contorno de parede rígida tem-se $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$ em $y = 0$ e $y = h$, considerando h como a altura interna da tubulação, e $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ em $x = 0$ e $x = b$, considerando b a largura interna da tubulação na outra direção. Assim, a solução se resume a

$$p(x, y, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \cos \frac{m\pi x}{b} \cos \frac{n\pi y}{h} \times (C_{1,m,n} e^{-jk_{z,m,n} z} + C_{2,m,n} e^{+jk_{z,m,n} z}) e^{j\omega t}, \quad (2.10)$$

sendo o número de onda longitudinal do modo (m, n) dado pela relação

$$k_{z,m,n} = \sqrt{k_0^2 - \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{h}\right)^2}, \quad (2.11)$$

onde m e n são números inteiros positivos.

Observa-se na Equação 2.10 que nas direções x e y , os chamados modos de alta ordem, ou seja, os modos acústicos que se propagam com uma distribuição de pressão não constante ao longo do duto ocorrerão para todos os números inteiros positivos de m e n . Modos transversais com número de onda axial k_z puramente imaginário decairão exponencialmente, não se propagando na tubulação. No caso de não haver propagação de modos de alta ordem, somente ocorre a propagação do modo de onda plana, que possui distribuição de pressão uniforme em toda a área de seção transversal (DOAK, 1973).

Se considerarmos h como sendo a maior dimensão da seção reta do duto retangular, a frequência de corte f_c na qual acontece o primeiro modo de alta ordem no duto será dada por

$$f_c = \frac{c}{2h}. \quad (2.12)$$

Por exemplo, se o duto tiver 0,040 m por 0,100 m e a temperatura do ar dentro do duto for de $T = 25^\circ\text{C}$, conforme a equação da velocidade do som dada por

$$c = c_0 + 0,61T, \quad (2.13)$$

sendo $c_0 = 331,4 \text{ m/s}$ obtém-se $c = 345,43 \text{ m/s}$ e com isso $f_c = 1727,15 \text{ Hz}$.

2.2.2 Duto rígido - solução com escoamento

Em um meio também invíscido, como na seção anterior, pode-se aplicar a Equação 2.3, Equação 2.4 e Equação 2.6 obtendo-se a mesma solução ilustrada pela Equação 2.10, entretanto com um campo de velocidades atuando sobre o fluido confinado, onde os números de onda obedecem à equação Em um meio também invíscido, como na seção anterior, pode-se aplicar a Equação 2.3, Equação 2.4 e Equação 2.6 obtendo-se a mesma solução ilustrada pela Equação 2.10, entretanto com um campo de velocidades atuando sobre o fluido confinado, onde os números de onda obedecem à equação

$$k_{z,m,n}^\pm = \frac{\mp M k_0 + \sqrt{k_0^2 - (1 - M^2) \left[\left(\frac{m\pi}{b} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{h} \right)^2 \right]}}{1 + M^2}. \quad (2.14)$$

Nesta situação, a frequência de corte, que define o limite superior para o qual somente ondas planas se propagam no duto, é dada por

$$f_{c_{\text{escoamento}}} = \frac{c_0}{2h} \sqrt{(1 - M^2)}. \quad (2.15)$$

Na situação com somente ondas planas se propagando na tubulação e ao considerar escoamento uniforme, com velocidade média constante na seção transversal e sem perdas decorrentes de atrito viscoso (duto rígido), pode-se simplificar a resposta do campo de pressões ao longo do eixo z , obtendo

$$p(z) = \left(p^+ e^{-jk_z^+ z} + p^- e^{+jk_z^- z} \right) e^{j\omega t}, \quad (2.16)$$

sendo $p(z)$ a pressão sonora ao longo do eixo z somente dependente dos números de onda, que é por sua vez dependente da velocidade do escoamento, dada pela relação de dispersão

$$k_z^\pm = \frac{k_0}{1 \pm M}. \quad (2.17)$$

Os números de onda são importantes parâmetros a serem definidos em condições aeroacústicas, o que permite calcular os demais parâmetros como, a velocidade do escoamento com base em dados acústicos e a impedância acústica de uma amostra (MUNJAL, 1987)(ÁBOM, 1991).

2.2.3 Dutos com impedância na parede

A aplicação de revestimentos acústicos é de interesse prático, visto a necessidade de controle de ruído em diversas máquinas e sistemas que possuem admissão ou exaustão de fluidos em dutos. Ao considerar a impedância de uma seção tratada de um duto com incidência normal, assumimos que o material é localmente reativo (JONES; PARROTT; WATSON, 2003).

A região hachurada da Figura 2.1 pode ser trocada, de rígida por um material de tratamento acústico (*liner*) que terá função de atenuar o campo de pressão ao longo do duto. Tal atenuação é ocasionada pelo elemento ao dissipar a energia acústica através do mecanismo físico atuante representado quantitativamente pela impedância acústica. Assim, como a impedância é obtida por uma relação entre a pressão sonora e a velocidade de partícula, pode-se definir as condições de contorno em um duto com uma parede tratada, obtendo-se a relação dada por

$$Z = \frac{p(b, y, z, t)}{u_y(b, y, z, t)}, \quad (2.18)$$

em $x = b$, sendo a área hachurada da Figura 2.1 a representação do *liner* com impedância Z (MUNJAL, 1987).

Uma outra questão é que a velocidade média do escoamento afeta não somente as ondas acústicas se propagando no interior da tubulação, através do número de onda, mas também a impedância desta superfície tratada sendo então $Z = Z(M)$. Tal escoamento interno é tratado na literatura como *grazing flow*, termo advindo do inglês que significa escoamento tangencial. Ou seja, as camadas de fluido cisalham sobre o *liner* interagindo tanto acusticamente quanto gerando flutuações de pressão e estruturas vorticiais (ELNADY, 2004). Pode-se então aplicar as condições de contorno de impedância na solução apresentada na Equação 2.10, observando a relação de dispersão com ou sem escoamento e obtém-se uma solução do campo de pressão mais detalhada,

dada por

$$p(x, y, z, t) = \left(A(x, y) e^{-k_{z,m,n}^+ z} + B(x, y) e^{+k_{z,m,n}^- z} \right) e^{j\omega t}, \quad (2.19)$$

onde $k_{z,m,n}^\pm$ é dado pela Equação 2.14 e a resposta de pressão sonora é composta pela onda a favor do escoamento somada à onda na direção oposta, também chamadas de onda incidente

$$p^+(x, y, z, t) = A(x, y) e^{-k_{z,m,n}^+ z} e^{j\omega t}, \quad (2.20)$$

e refletida

$$p^-(x, y, z, t) = B(x, y) e^{+k_{z,m,n}^- z} e^{j\omega t}. \quad (2.21)$$

Caso derive-se no tempo a Equação 2.10, e também a análoga para a velocidade de partícula, ao substituí-las na Equação 2.18 acha-se

$$\frac{Z}{\rho_0 c_0} \frac{k_x^\pm}{k_0} = j \cot \left(\frac{k_x^\pm b}{2} \right) \left(1 \mp \frac{M k_z^\pm}{k_0} \right)^2. \quad (2.22)$$

A Equação 2.22 é transcendental para os números de onda, de forma que se pode calcular a impedância através de otimização da equação e utilizar os valores dos parâmetros para calcular o campo acústico na tubulação. Para tal, deve-se também dispor das constantes $A(x, y)$ e $B(x, y)$ que podem ser obtidas através da medição da pressão sonora em, no mínimo, 2 microfones e aplicação da pseudo inversa da matriz de Moore-Penrose (SANTANA et al., 2011).

A impedância é um parâmetro complexo com parte real chamada de resistência e parte imaginária chamada de reatância e onde $Re(Z_{w,x}(\omega)) \geq 0$ para qualquer $\omega \in \mathbb{R}$.

2.2.4 Mecanismo de geração de ruído em dutos

Pelo fato de a bancada desenvolvida apresentar altos níveis de ruído de fundo ocasionados por diferentes fontes, é necessária uma investigação para tentar minimizar tais ruídos e conseguir realizar medições mais confiáveis, permitindo avaliar somente os efeitos dos *liners* ensaiados.

Em escoamentos internos pode-se medir 4 principais fontes de ruído (MUELLER, 2002):

- a) Pás do ventilador que gera o escoamento;

- b) Camada limite turbulenta na parede;
- c) Ruído do microfone (há o ruído elétrico, da camada limite sobre sua membrana, da grade utilizada para proteção da membrana, da perturbação da cavidade entre grade e membrana);
- d) Espécime testado (vazamentos ao inserir a amostra, cavidades da amostra ou de outros elementos da tubulação).

Túneis de vento com velocidades de escoamento de 370 *km/h*, aproximadamente 0,3 Mach, apresentam ruídos de fundo entre 90 e 100 dB; já para velocidades de 0,36 Mach o ruído pode chegar a até 110 dB. No entanto, o ruído de camada limite turbulenta é aceitável se o ruído de excitação (de interesse) é forte o suficiente - 10 dB acima - e se o número de microfones e o número de médias são também altos o suficiente.

Caso não seja possível obter sinais de excitação fortes, deve-se optar por reduzir a camada limite ou esconder os microfones, o que é bem efetivo. Entretanto, as cavidades geradas ao recuar os microfones possuem frequências de ressonância que podem filtrar o sinal medido de interesse. Por vezes são usadas mantas de Kevlar evitando fadiga da manta de proteção do microfone e aumentando sua vida útil (MUELLER, 2002).

2.2.5 Método acústico de medição de velocidade

Ao considerar a propagação de ondas planas no duto da bancada, o cálculo dos números de onda de acordo com a Equação 2.17 permite, a partir de um sistema de três equações, determinar a velocidade média de escoamento M , utilizando três medições $p(z_1)$, $p(z_2)$, $p(z_3)$ em um duto rígido com o distanciamento conhecido entre microfones. O sistema de equações que relaciona os microfones é dado por

$$\begin{aligned} p(z_1) &= \left(p^+ e^{-jk_z^+ z_1} + p^- e^{+jk_z^- z_1} \right), \\ p(z_2) &= \left(p^+ e^{-jk_z^+ z_2} + p^- e^{+jk_z^- z_2} \right), \\ p(z_3) &= \left(p^+ e^{-jk_z^+ z_3} + p^- e^{+jk_z^- z_3} \right), \end{aligned} \quad (2.23)$$

observando que o termo $e^{j\omega t}$ foi omitido tendo em vista que são funções harmônicas no tempo. O sistema sobre-determinado baseado na pseudo inversa da matriz de Moore-Penrose, representada pelos termos

exponenciais na forma matricial, apresenta supressão de erros randômicos ocasionados por flutuações aerodinâmicas de pressão, pelo ruído do sistema de aquisição e pelos pequenos erros de medição; o que aumenta significativamente a relação sinal ruído (SANTANA et al., 2011). As variáveis deste sistema são p^+ , p^- e M que se apresenta dentro dos números de onda, conforme a Equação 2.17. Para cada frequência são então medidos os valores de pressão nos três microfones e otimizados simultaneamente os valores das variáveis através da rotina *fsolve* do *Matlab* (MATLAB, 2013). A cada iteração é feita uma média entre os valores iniciais arbitrados e os calculados pela rotina de otimização até a convergência. Caso não ocorra a convergência para um valor fixo pode-se utilizar como critério de parada a média do último terço de iterações para cada variável dentro de um limite de erro. Os resultados do método acústico foram validados através de simulações numéricas através de um modelo com as mesmas dimensões da bancada onde foram calculados os valores de pressão nos pontos medidos ².

2.3 TRATAMENTO ACÚSTICO DE MOTORES

Os *liners* analisados neste trabalho podem ser modelados como um sistema de somente um grau de liberdade. Assim, na situação sem escoamento, eles apresentam uma frequência de ressonância com maior eficiência em uma banda estreita do espectro. Essa característica é interessante quando se deseja atenuar tons puros com frequências bem definidas. Tais materiais são posicionados próximo às hélices do motor da aeronave, visto que as mesmas apresentam essa característica de ruído tonal. O escoamento durante o voo pode ser direcionado para a parte interna do motor ou passar por um duto externo anular chamado de *bypass*, que direciona o ar atmosférico e o coloca em contato com o jato quente na saída do motor. Esse contato de ar frio com ar quente oferece eficiência ao motor e cria uma região de transição de temperatura, densidade e velocidade do jato. Os *liners* por vezes são colocados no *bypass*.

Por intermédio da Figura 2.2 observa-se os *liners* aplicados nas paredes do *inlet* e ao longo da região de *bypass*. Próximo às pás da turbina são usados *liners* de placa perfurada com o intuito de atenuar o ruído destas. Pode-se observar também na Figura 2.2 que dentro do duto de exaustão também são colocados *liners* para atenuar o ruído

²Tais dados foram capturados pela equipe e o método foi implementando por Augusto Medeiros baseado nas publicações técnicas (ELNADY; BODEN, 2004).

proveniente da combustão no motor. *Liners* sem materiais fibrosos são preferidos nesta aplicação pelo fato de as condições atmosféricas de uso no *inlet* serem rigorosas, como altas velocidades e baixas temperaturas, o que pode causar retenção de água ou congelamento de fibras (ELNADY, 2004). Consequentemente, são aplicados materiais resistentes a intempéries, rígidos e de baixo peso.

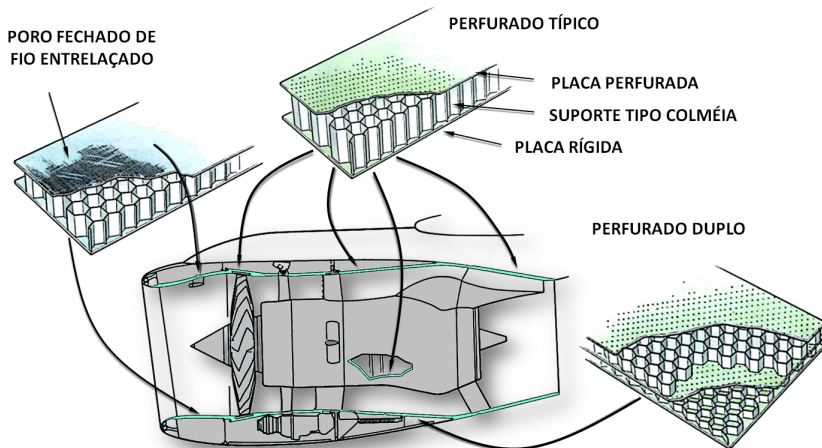


Figura 2.2 – Aplicação de *liners* na turbina de um avião *turbofan*

O *liner* tipicamente encontrado em aeronaves comerciais é uma estrutura em sanduíche classicamente composta por uma ou mais placas perfuradas ou de poros fechados de fios entrelaçados, um suporte tipo colmeia ou fibroso e uma placa rígida. Podem ser construídos em diversas camadas, conforme a ilustra a Figura 2.3, e apresentam geometrias diferentes do suporte tipo colmeia com cavidades hexagonais. A efetividade de atenuação do *liner* é função de sua geometria e das condições ambientais a que está disposto esse, portanto, é um revestimento de controle de ruído passivo que pode atuar em uma banda de frequência projetável ou em mais de uma, de acordo com sua característica construtiva.

No caso de materiais localmente reativos, assume-se que a impedância acústica é a mesma independente da direção de incidência da onda sonora. Os *liners* podem em geral ser considerados como localmente reativos.

Os *liners* que possuem material poroso ou fibroso (fibra de vidro) ao invés da colmeia entre as placas perfurada e rígida não podem

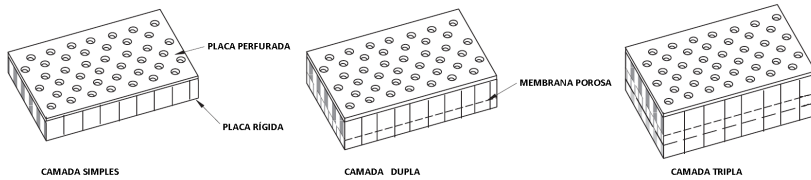


Figura 2.3 – *Liners* em camadas (BIELAK et al., 1999).

ser assumidos como localmente reativos. Tal configuração permite a mistura do ar que entra pelos furos da placa perfurada em seu interior, gerando a propagação lateral do som e devido ao ângulo de incidência observa-se diferentes valores de impedância acústica. Isto não ocorre nos volumes restritos de uma célula da colmeia dos *liners* estudados. Sendo esses teoricamente independentes da incidência da onda sonora.

Liners são geralmente fabricados a partir de alumínio, titânio, compósitos ou de cerâmica. Os cerâmicos podem ser concebidos com núcleos apresentando pequenas cavidades cilíndricas ou ranhuras. A utilização destes em bancadas de teste é comum pela confiabilidade dos dados de impedância acústica obtidos, visto que os mesmos apresentam menores variações dos parâmetros geométricos durante a fabricação em relação aos produzidos em metal, além de atuarem como materiais localmente reativos.

Os *liners* cerâmicos são chamados de *liners* padrão, pois permitem avaliar diferentes métodos de determinação de impedância acústica ao possuir o mesmo valor de impedância independentemente do escoamento. O *liner* CT65 apresentado na Figura 2.4 é um *liner* padronizado de material cerâmico e com as dimensões fixas e pouca influência tanto da velocidade do escoamento quanto do nível de pressão sonora sobre a impedância acústica (LAN, 2001). Possuem furos de 0,635 mm de diâmetro e 50,8 mm de comprimento com uma placa rígida ao fim do furo. A face apresenta 73% de área aberta perfazendo 23050 células em uma área de 100x100 mm. Em alguns experimentos da NASA utilizou-se o *liner* cerâmico padrão CT57 com 0,6 mm de diâmetro e 85,6 mm de comprimento do tubo com 57% de área aberta (RICHTER, 2009).

Outros *liners* cerâmicos padrão como o CT1, CT2 e o CT3 apresentados na Figura 2.5 são compostos por rasgos senoidais em uma matriz cerâmica com profundidade fixa (CT1) e variável (no CT2 a profundidade cresce como uma escada e no CT3 é como uma sequência fractal, similar a difusores acústicos de salas de concerto). O diâmetro equivalente da área aberta é de 0,76 mm perfazendo um percentual de

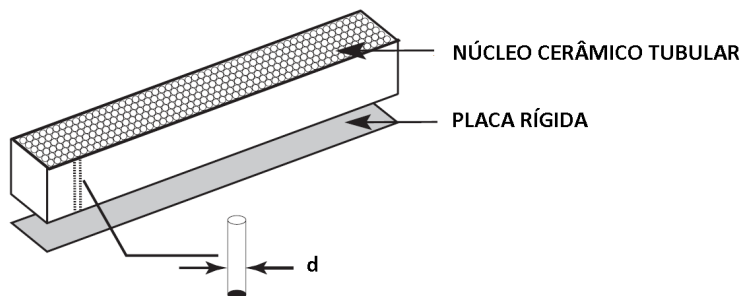


Figura 2.4 – *Liner* cerâmico CT65. Adaptado de: (JONES; WATSON; PARROTT, 2005)

área aberta de 65% (JONES et al., 2001).

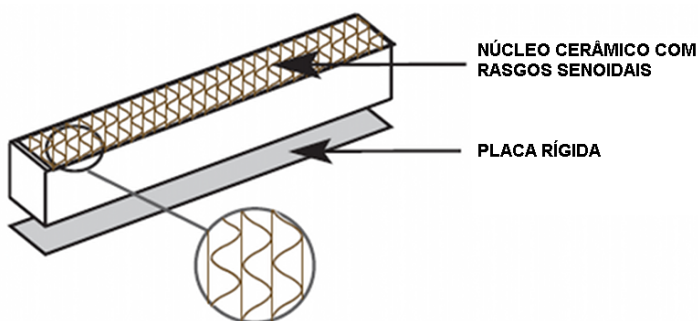


Figura 2.5 – *Liner* padrão CT1, CT2, CT3. Adaptado de: (JONES et al., 2001)

Os *liners* metálicos de placa perfurada (ou micro perfurada) são revestimentos leves e altamente empregados na indústria, com propriedades acústicas que permitem a atenuação de frequências projetáveis pois atuam como ressonadores de *Helmholtz* dispostos em uma matriz. O diâmetro da furação na placa, sua espessura de placa perfurada e o volume das cavidades da colmeia são os principais parâmetros que determinam a impedância acústica do *liner* (BIELAK et al., 1999). Tais *liners* são os mais utilizados para tratamentos acústicos no *inlet* de aeronaves, chamados de *liners* típicos.

Há ainda *liners* que utilizam uma trama de fios de aço (*woven wires*) sobre a superfície das colmeias. Apesar de estarem ilustrados na Figura 2.2, não são comumente utilizados no revestimento do *inlet* por

questões de produção e durabilidade do material (BIELAK et al., 2002).

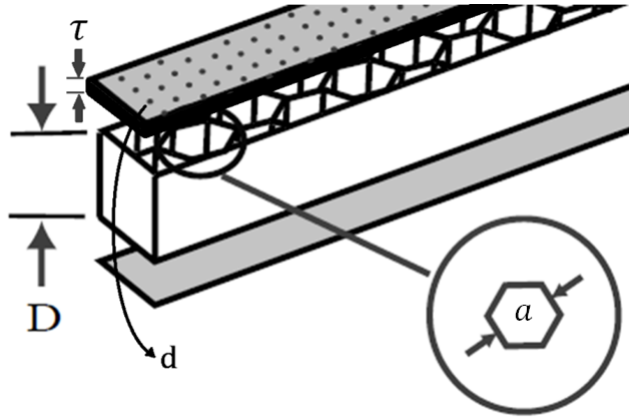
Pode-se encontrar *liners* com uma ou mais camadas, de forma a apresentarem comportamento similar a sistemas com diferentes graus de liberdade. Quanto mais graus de liberdade o revestimento apresenta, maior é a atenuação obtida através de um número maior de bandas de frequência nas quais o *liner* atua, mas essa não é uma regra. Ao trabalhar com revestimentos que possuam somente uma camada, pode-se analisar o sistema como tendo somente um grau de liberdade (*SDOF* - *single degree of freedom*) e com isso uma frequência de ressonância que atenua o ruído que incide no material. Decorrência desse fato é que o material acaba atenuando o ruído somente em uma banda de frequência de aproximadamente uma oitava, entretanto é necessária a atuação em 3 oitavas para atenuar o pico ocasionado na escala NOY (escala que mede o incômodo) e reduzir a correção tonal causada pelo BPF no cálculo do EPNL (BIELAK et al., 2002).

Por outro lado, os *liners* com múltiplas camadas (*MDOF* - *multiple degree of freedom*) atuam em mais de uma banda de frequência, podendo tratar o ruído tonal das pás do motor em diferentes condições de operação ou tratar das harmônicas presentes no espectro de ruído atuando em uma faixa mais ampla dele. São também encontrados *liners* com segmentos que variam a posição de uma membrana porosa entre camadas, obtendo elementos com profundidades de camadas diferentes em apenas um segmento (vide Figura 2.3). Os estudos permitiram chegar a essas conclusões e avaliam a atenuação de *liners* com diferentes camadas e segmentos (regiões com espessuras de camada diferentes), utilizando diversas geometrias e configurações (BIELAK et al., 2002).

O *liner* do tipo placa perfurada de uma camada (*SDOF*) com núcleo em colmeia possui os seguintes parâmetros geométricos:

- a) τ - Espessura da placa;
- b) d - Diâmetro do furo da placa perfurada;
- c) *POA* - Percentual de área aberta ou porosidade (*Percentage Open Area*);
- d) D - Comprimento da cavidade (distância da placa rígida à placa perfurada);
- e) a - Tamanho da célula (*Cell Size*).

Percebe-se que o tamanho da célula, com destaque apresentado na Figura 2.6, é dado pela distância entre faces paralelas de uma célula da colmeia. Para calcular o volume de uma cavidade do honeycomb

Figura 2.6 – *Liner* metálicoTabela 2.1 – Dados de *liners* tipicamente utilizados em aeronaves

Parâmetro	Liner 1 [mm/in]		Liner 2 [mm/in]		Liner 3 [mm/in]	
τ	0,8128	0,032	0,812	0,032	0,812	0,032
d	1,52	0,06	1,52	0,06	1,85	0,073
τ/d	0,53	0,53	0,53	0,53	0,44	0,44
D	12,7	0,5	12,7	0,5	12,7	0,5
a	9,525	0,375	9,525	0,375	9,525	0,375
POA	9,50%		11,50%		14,50%	

(V), calculamos a área do hexágono regular (A) com base no tamanho da célula e multiplicamos pelo comprimento da cavidade (D), obtendo

$$V = AD = \frac{3\sqrt{3}a^2}{2D}. \quad (2.24)$$

O efeito de cada parâmetro geométrico foi avaliado utilizando oito diferentes configurações de *liners* e obtendo tanto a impedância normal em um tubo de impedância quanto a impedância rasante utilizando um método numérico de determinação da impedância a partir de dados experimentais de uma bancada com escoamentos até 0,5 Mach (JONES et al., 2002).

Utilizando os dados da Tabela 2.1 pode-se calcular o volume das cavidades de $V = 2,993 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$. Pode-se considerar o comprimento do pescoço do ressonador de Helmholtz equivalente à espessura da chapa perfurada (τ), assim a frequência de ressonância modelada a partir do modelo de ressonador de Helmholtz (apresentado na seção 2.4.2)

com um grau de liberdade vale $f = 1848Hz$, sendo essa uma típica frequência de BPF.

2.4 MODELOS DE IMPEDÂNCIA ACÚSTICA DE *LINERS*

Nesta seção será abordado o estado da arte quanto ao entendimento físico e modelagem de *liners*. Os estudos começaram a partir de chapas perfuradas expostas a escoamentos e campos acústicos evoluindo para modelos de ressonador de Helmholtz sem escoamento e atualmente diversas formulações matemáticas são utilizadas na representação do campo acústico na presença destes materiais de tratamento acústico na presença de escoamentos.

2.4.1 Modelos semiempíricos

Modelos semiempíricos de chapa perfurada foram estudados a partir de 1947 até meados de 1970 e evoluíram para modelos de predição de impedância de *liners* perfurados nos anos seguintes, sendo que nesta época os estudos eram focados no entendimento da física envolvida, realizando uma análise dimensional dos problemas e suas condições de contorno. O *liner* de chapa perfurada é o tipicamente utilizado em aeronaves comerciais e estudos da modelagem de placas e/ou materiais porosos sem escoamento valem-se de propriedades geométricas para se chegar aos valores de impedância. As respostas em frequência de tais *liners* variam de acordo com o nível de excitação, apresentando comportamentos não lineares em altos níveis (ALLARD; ATALLA, 2009). Outros modelos semiempíricos, tratados pelo mesmo autor, utilizam furos com comprimento definido na superfície de uma tubulação, obtendo uma impedância de camada na situação com escoamento. Um resumo a respeito dos principais modelos semiempíricos de estimativa de impedância e técnicas de medição foi realizado ao comparar os modelos com resultados experimentais utilizando o método *in-situ*. Tal método é baseado na medição de pressão sonora ao longo de uma seção transversal retangular de uma tubulação, medindo, tanto dentro, como fora da furação analisada (MALMARY et al., 2001).

2.4.2 Modelo de Ressonador de Helmholtz

Os ressonadores de Helmholtz são elementos utilizados desde os primórdios, inclusive em teatros da Grécia antiga, onde nas laterais dos palcos eram colocados vasos de flores vazios. Naquela época não se sabia ao certo como o dispositivo funcionava, entretanto a inteligibilidade da fala melhorava (LONG, 2006). Atualmente os ressonadores de Helmholtz são bem conhecidos e amplamente aplicados por serem sistemas acústicos passivos projetáveis e eficazes de redução de ruído em banda estreita. A modelagem do ressonador de Helmholtz em um sistema de um grau de liberdade é ilustrada na Figura 2.7,

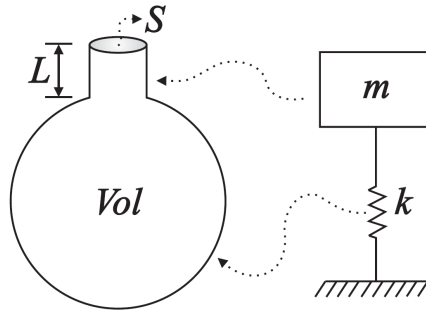


Figura 2.7 – Modelo do Ressonador de Helmholtz (LENZI, 2012).

onde L é o comprimento do pescoço, S a área da entrada do ressonador, Vol o volume de fluido dentro do ressonador. O ressonador pode ser modelado analiticamente como um sistema de um grau de liberdade, onde o gás contido no pescoço possui uma massa efetiva m , dada pela densidade do fluido multiplicada pelo volume efetivo do pescoço do ressonador. O comprimento efetivo do pescoço depende da terminação do ressonador, e se é flangeada é dado por $L' = L + 2\Delta L = L + 1,7\frac{d}{2}$, sendo d o diâmetro da entrada do ressonador, caso ela seja circular. Já a rigidez do sistema equivalente é dada através da força F necessária para comprimir o volume de gás contido no ressonador. Ao considerar o comportamento do fluido como um gás perfeito pode-se calcular a rigidez k dada por

$$k = \frac{dF}{dx} = -\frac{\rho_0 c_0^2 S^2}{Vol}, \quad (2.25)$$

sendo ρ_0 a densidade do fluido, c_0 a velocidade do som. Como os demais sistemas de um grau de liberdade, o ressonador de Helmholtz apresenta uma frequência de ressonância que é responsável por criar uma atenuação em uma banda de frequência que dependerá essencialmente dos parâmetros citados acima.

A impedância do sistema pode ser obtida através deste modelo de um grau de liberdade por

$$Z(\omega) = r + j\omega m - jk/\omega. \quad (2.26)$$

sendo r a resistência da face perfurada, ωm a reatância de massa e ω a frequência em radianos. Alguns autores preferem usar a expressão que considera o amortecimento, dada por

$$Z(\omega) = \frac{k - m\omega^2 + jk\omega C}{j\omega S}, \quad (2.27)$$

sendo C o coeficiente de atrito/amortecimento da massa de fluido contida no pescoço do ressonador (LENZI, 2012).

Ao modelar o *liner* como um sistema de um grau de liberdade o princípio é o mesmo, visto que pode-se considerá-lo composto por diversos ressonadores em uma matriz. Entretanto, o pescoço do ressonador é equivalente ao volume de ar de cada furo da chapa perfurada a qual possui uma certa espessura equivalente ao comprimento do pescoço. Já o volume de ar nas cavidades da colmeia é responsável pela rigidez do sistema.

A dissipação sonora é causada por tensões cisalhantes na superfície interna do pescoço da placa perfurada (na parede dos furos da chapa). Além disso, efeitos de vorticidade do fluido são consequência de uma transformação de energia cinética e depois em energia térmica dissipada pelo atrito viscoso do fluido (LENZI, 2012). Ou seja, a massa de ar localizada no pescoço do ressonador oscila de acordo com a excitação. Tal massa é ilustrada na Figura 2.8 pelo comprimento efetivo do pescoço do ressonador L' multiplicado pela área S da entrada do ressonador. Assim, quando há baixa resistência ao movimento, devido a um casamento de impedâncias dentro e fora do ressonador, ocorrem grandes amplitudes de deslocamento de tal massa de ar. Por fim se despreendem vórtices periódicos que não conservam energia acústica causando dissipação e consequente atenuação sonora. Como é um sistema com furações muito pequenas, da ordem de 1 a 2 mm, o fenômeno viscotérmico pode ser considerado e na frequência de ressonância ω_0 dada por

$$\omega_0 = c\sqrt{\frac{S}{L'V}}, \quad (2.28)$$

o mecanismo de dissipação é intensificado. Nesta situação a parte reativa da impedância acústica tende a zero e a parte resistiva é responsável pela dissipação ocasionada pelo ressonador.

Em um estudo voltado ao *liner* típico (RIENSTRA, 2006), na célula da colmeia podemos assumir o último termo da Equação 2.26 relacionado com a rigidez do ressonador como a reatância da cavidade, obtendo

$$Z(\omega) = r + j\omega m - j \cot(\omega D/c_0), \quad (2.29)$$

sendo D o comprimento da célula e c_0 a velocidade do som. Esta modelagem representa bem uma parede com uma matriz de ressonadores de Helmholtz, conforme ilustrado na Figura 2.6 (RIENSTRA, 2006).

O valor da perda de transmissão, usualmente chamada pela sigla do termo em inglês Transmission Loss - TL, é dada por

$$TL = 10 \log \left(\frac{W_t}{W_i} \right) \quad (2.30)$$

onde W_i é a potência sonora incidente a uma amostra de material e W_t é a potência sonora transmitida, sendo que uma parcela da energia incidente é absorvida pela amostra.

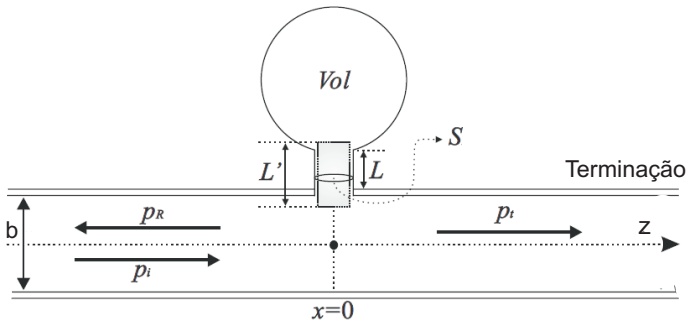


Figura 2.8 – Tubo com ressonador. Adaptado de: (LENZI, 2012).

No caso de um ressonador de Helmholtz inserido em uma tubulação com seção transversal de área constante, conforme ilustrado pela Figura 2.8, pode-se calcular a perda de transmissão analiticamente por

$$TL = 10 \log \left[1 + \left[\frac{\sqrt{\frac{SVol}{(L+1,7\frac{d}{2})}}}{2S \left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega} \right)} \right]^2 \right]. \quad (2.31)$$

Entretanto, ao separar as componentes da pressão sonora nas regiões lisas da tubulação, conforme a (2.20) e (2.21), pode-se simplificar o cálculo da perda de transmissão ao considerar que a reflexão da terminação da tubulação é nulo - terminação anecoica, onde toda a energia é absorvida e não refletida. A perda de transmissão calculada experimentalmente é dada por

$$TL_{ressonador} = 20 \log \left(\frac{p_t}{p_i} \right) \quad (2.32)$$

2.5 BANCADAS E MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO DE IMPE- DÂNCIA

Existem diversas técnicas de medição indireta de impedância acústica de materiais, onde se mede a pressão sonora e/ou a velocidade de partícula em alguns pontos da tubulação e aplica-se um método de determinação da impedância acústica. Devido ao *liner* poder ser considerado localmente reativo, o método mais conhecido é o do tubo de impedância. A determinação da impedância acústica ocorre com incidência acústica normal à superfície em um tubo fechado, sem escoamento e excitado por ondas planas estacionárias. O valor da impedância acústica com incidência normal é um parâmetro utilizável em diversas aplicações (ISO, 1998). Para avaliar os efeitos de escoamento o tubo de impedância normal não pode ser utilizado, portanto é necessária uma bancada que permita escoamentos rasantes. Em tais bancadas pode-se observar variações dos valores de impedância em relação à medição com incidência normal (BIELAK et al., 1999).

Observa-se que o ideal seria determinar a impedância do *liner* em uma condição real de seu uso. Para tal, a técnica *in-situ* consiste em inserir transdutores diretamente na amostra de interesse. Pode-se realizar medições *in-situ* em motores colocados em uma bancada experimental sem escala de tamanho e comparar os dados obtidos em bancadas com escalas reduzidas utilizando métodos de determinação de impedância com valores de impedância normal calculados a partir

de medições em tubo de impedância (GAETA; MENDOZA; JONES, 2007). Entretanto, devido a diversos fatores como: velocidade do escoamento, temperatura, geometria e operação do motor; torna-se inviável colocar microfones em uma aeronave e realizar um ensaio durante a operação da mesma. Os microfones são transdutores muito sensíveis e se pode incorrer em erros de medição, obstrução ou danos aos transdutores, além de ser um procedimento de alto custo que pode não apresentar correlação entre os dados medidos (MALMARY et al., 2001).

Devido a estes inconvenientes, criaram-se métodos que permitem a determinação da impedância acústica com escoamento sem destruir a amostra de material e em ambiente laboratorial controlado. Foram identificadas cerca de uma dezena de bancadas experimentais de medição de impedância acústica com incidência rasante na literatura. Tais bancadas são financiadas por grandes órgãos governamentais, como a NASA e empresas aeronáuticas como a Boeing, GE, entre outras. Todavia, a bibliografia consultada não apresenta a existência de qualquer bancada deste tipo no Brasil.

A seguir, serão apresentadas as principais bancadas e métodos experimentais de determinação de impedância acústica de *liners* sem e com escoamento.

2.5.1 Tubo de impedância normal

Esse tipo de bancada é padronizado pela norma ISO-10534 (ISO, 1998) e utilizada a técnica de dois microfones TMM para calcular a impedância normal da amostra posicionada no fim de um tubo fechado, no qual a outra extremidade é composta pelo alto-falante utilizado para excitar o campo acústico do tubo. Tal tubo possui seção reta cilíndrica e a montagem do experimento é ilustrada na Figura 2.9.

Primeiramente, realiza-se a medição da pressão dos dois microfones e calcula-se a FRF entre os microfones (H_{12} direto). Depois troca-se os microfones de lugar e realiza-se um novo cálculo de FRF (H_{12} inverso). A raiz quadrada da divisão entre essas duas FRFs dá a curva corrigida (H_c) utilizada para eliminar erros de fase entre microfones.

$$H_c = \sqrt{\frac{H_{12} \text{ direto}}{H_{12} \text{ inverso}}}. \quad (2.33)$$

Posteriormente, esta função de resposta em frequência corrigida é a utilizada no cálculo do coeficiente de reflexão Γ da terminação onde

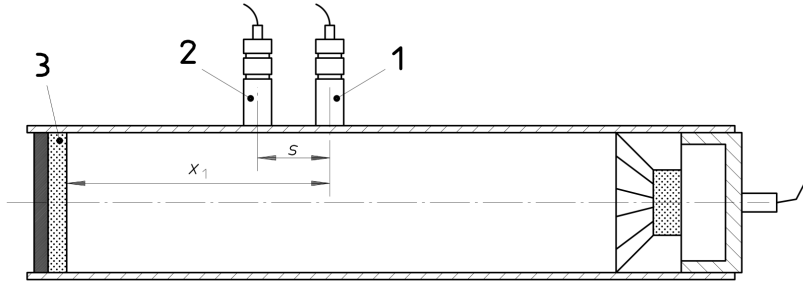


Figura 2.9 – Tubo de impedância (ISO, 1998).

vai a amostra, dado por

$$\Gamma = \Gamma e^{j\phi_r} = \frac{H_c - H_I}{H_R - H_c} e^{2jk_0x_1}, \quad (2.34)$$

onde ϕ_r é a fase do coeficiente de reflexão, H_I é a função de transferência da onda incidente dada por e^{jk_0s} , H_R a função de transferência somente da onda refletida dada por e^{-jk_0s} , x_1 a distância da amostra até o microfone mais distante da mesma, k_0 o número de onda e s é a distância entre microfones.

Por fim, é utilizado o coeficiente de reflexão para calcular a impedância acústica normal da amostra por

$$Z = \rho_0 c_0 \frac{1 + \Gamma}{1 - \Gamma}. \quad (2.35)$$

2.5.2 Bancadas de medição de impedância na presença de escoamentos rasantes

A determinação da impedância acústica com incidência normal não é suficiente para avaliar os *liners*, visto que a metodologia proposta pelo tubo de impedância não considera o escoamento. Entretanto, os dados de impedância com incidência sonora normal de uma amostra localmente reativa apontam para valores próximos aos calculados com incidência sonora rasante, visto que neste tipo de materiais se observa a mesma impedância para diferentes ângulos de incidência da onda sonora. Tais valores são amplamente divulgados na literatura. Por tal motivo, tais materiais são preferidos ao realizar ensaios com escoamento

em bancadas experimentais, o que permite também avaliar a robustez de métodos e repetibilidade de infraestruturas diferentes.

Foram levantados dados de bancadas que se destacam no cenário mundial e na literatura pelo uso de métodos diretos e indiretos de determinação da impedância acústica de *liners* com incidência rasante e na presença de escoamento com velocidade variando de 0 a 0,6 *Mach*.

O *NASA Langley Research Center* dispõe de um laboratório especializado e dedicado ao estudo de *liners* com diversas bancadas. Uma delas é a GFIT, uma bancada com 95 microfones fixos montados em toda a extensão do tubo, com 813 mm de comprimento, utilizando um sistema de aquisição de dois módulos de 48 canais. Uma rotina programada em Labview é utilizada para gerar os sinais encaminhados aos 4 alto-falantes e adquirir os sinais de pressão de todos os microfones, realizando a análise espectral dos resultados. A primeira bancada possui seção transversal de 51 por 51 mm e a sua evolução contou com a modificação de uma das dimensões para 63 mm. A seção do porta-amostra, onde vai o *liner* possui 407 mm de comprimento na primeira geração e é possível variar o comprimento da amostra de 51 a 610 mm na segunda geração (WATSON; JONES; GERHOLD, 2011).

Observe na Figura 2.10 que em **A** se localiza uma fonte de escoamento de ar, em **B** se localiza a seção de teste com o **liner** e os 48 microfones, e por fim em **C** localiza-se a terminação anecoica. A versão sem escoamento é chamada de *Grazing Impedance Tube* - GIT. Entre a região A e B estão dispostos os 4 drivers de compressão com 120 W de potência elétrica cada que são utilizados para gerar níveis de pressão sonora de 120 dB a 140 dB no plano de entrada (seção transversal que contém o primeiro microfone). Os sinais de entrada (excitação) são geralmente tons puros com frequências entre 500 e 3000 Hz em intervalos de 200 Hz ou ruído branco. Uma variação desta bancada é a GIT-TB que consiste em uma seção de teste com um trilho que permite deslocar um microfone posicionado na face oposta à amostra de *liner*, o que permite medir o decaimento do nível de pressão sonora ao longo do comprimento da amostra (JONES et al., 2004).

A bancada curva CDTR, ilustrada na Figura 2.11, possui as mesmas dimensões de um duto de *bypass* de uma turbina real (GERHOLD et al., 2011). Este projeto utiliza um tubo com seção reta quadrada com 762 mm de lado que faz uma curva (joelho) e captura o ar de um meio e descarrega em um ventilador após a seção de teste. A seção reta de teste é menor e recebe o ar com perfil de velocidades mais homogêneo, possuindo 152 x 381 mm de seção transversal com 2032 mm de comprimento. Após passar pela seção de teste, o ar é direcionado a

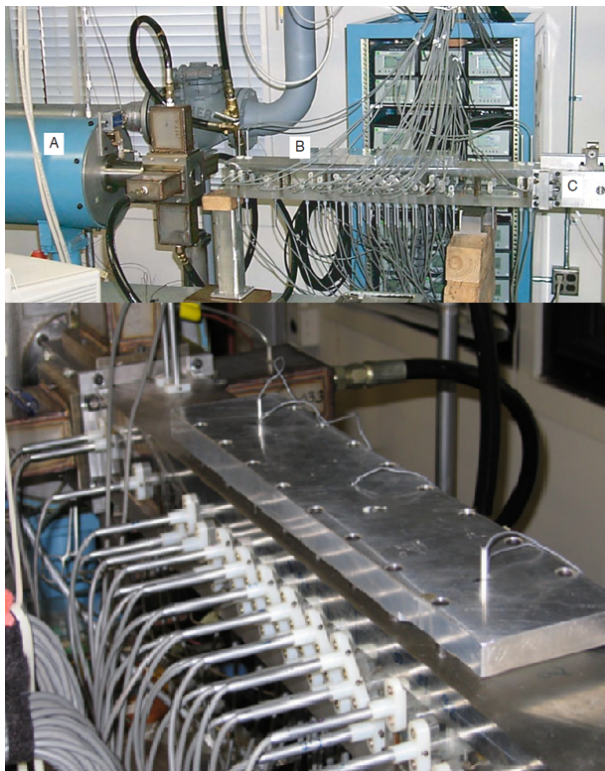


Figura 2.10 – GFIT - Tubo de impedância rasante (WATSON; JONES; GERHOLD, 2011).

um difusor tratado acusticamente conforme indicado pela norma ISO 5136:2003 (GERHOLD; CABELL; BROWN, 2006).

O objetivo do projeto foi construir uma bancada com cerca de 25 a 50% do tamanho do duto de *bypass* de uma turbina convencional, permitindo avaliar modos de mais alta ordem e diferentes comprimentos de *liners*. Além disso a bancada foi construída para validar métodos numéricos como o código de propagação em elementos finitos Q3D (JONES; WATSON; NARK, 2007).

O escoamento atua com velocidades média até 0,5 Mach, e no joelho - ilustrado no frame a) da Figura 2.11 - é utilizado um dispositivo com pás que homogenizam o escoamento por toda a seção transversal. Depois é realizado um tratamento para que o escoamento se torne turbulento e se desenvolva plenamente, conforme elemento ilustrado no

frame a). Posteriormente, o ar é encaminhado para a seção de teste, conforme o frame d), e encaminhado a um difusor, também ilustrado nos frames a) e c). Por fim o ar passa por ressonadores que filtram os ruídos provenientes do ventilador centrífugo de alta capacidade, conforme ilustrado no frame b) da mesma figura.

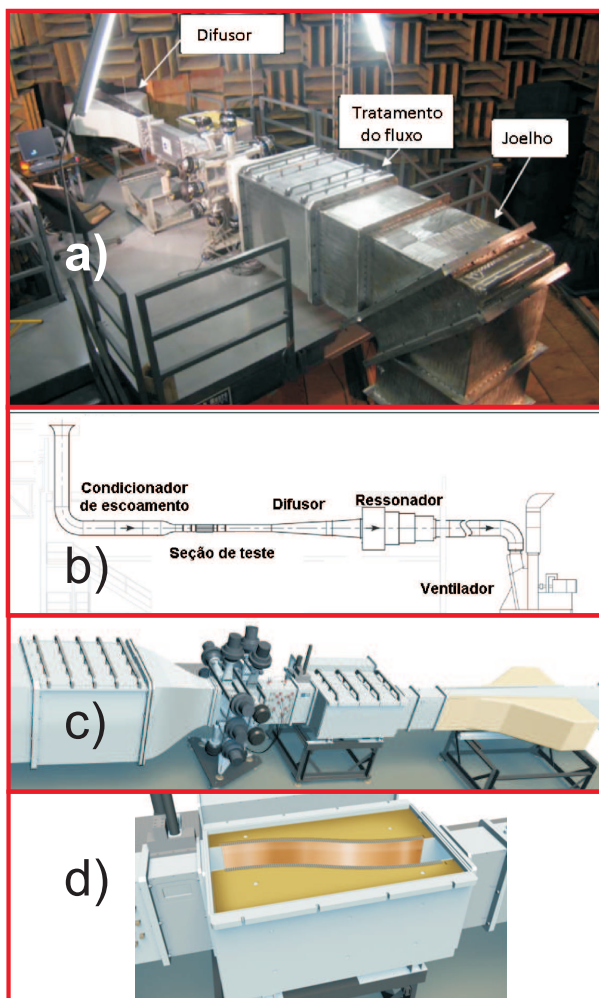


Figura 2.11 – CDTR - Bancada curva da NASA. Adaptado de: (GERHOLD; CABELL; BROWN, 2006) e (GERHOLD et al., 2011).

Na CDTR são utilizados 31 microfones piezo-elétricos, um sistema de aquisição de 32 canais, filtros analógicos e conversores analógicos digitais. Além disso, a bancada possui um sistema que gera o sinal e o amplifica para todos os 16 alto-falantes, conseguindo níveis de pressão sonora de até 130 dB com precisão de 1 dB até 2000 Hz na seção transversal de interesse. A bancada atua de 300 a 2400 Hz. Os modos da seção de teste foram avaliados e constatou-se que para a faixa de operação os erros no cálculo da impedância, decorrentes das ressonâncias dos modos de baixa ordem, são inferiores a 1% (GERHOLD et al., 2011).

O laboratório BWNL abriga uma bancada de teste com 50,8x50,8 mm de seção transversal e pode testar *liners* com até 406 mm de comprimento (JONES; PARROTT; WATSON, 2003). Na parede oposta à amostra há um sistema de trilho (similar ao GIT-TB) que comporta um microfone capaz de medir a pressão sonora ao longo da região do *liner*. Um microfone de referência é utilizado na mesma parede que contém o trilho, porém distante 12,7 mm dele e na seção de entrada da região do *liner*, conforme a Figura 2.12.

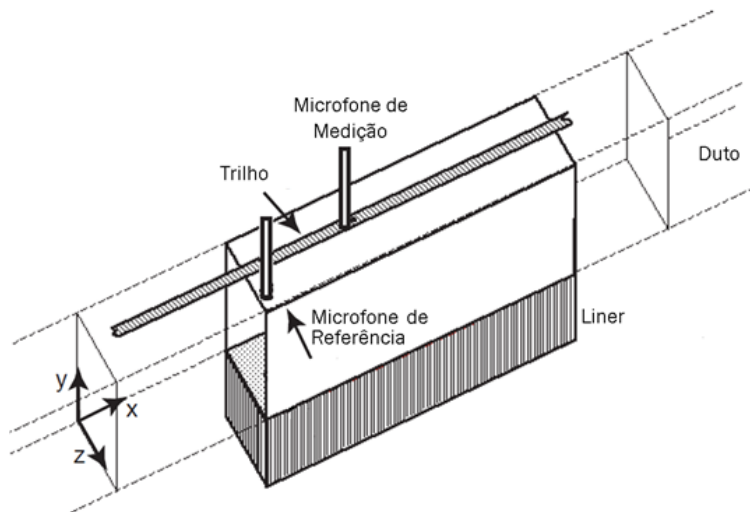


Figura 2.12 – BWNL - Bancada da Boeing. Adaptado de:
(JONES et al., 2004).

As quatro bancadas a serem apresentadas na sequência foram estudadas e comparadas, de forma que serão apresentadas as principais

características de cada uma delas (JONES; PARROTT; WATSON, 2003).

Na BWNL um sinal acústico é gerado por um alto-falante eletropneumático acoplado ao tubo por meio de uma corneta exponencial. O microfone acoplado ao trilho realiza medições em 80 posições com 5,1 mm de distância entre elas, obtendo-se as funções de transferência entre o microfone de referência e o microfone do trilho. Os sinais usados são um somatório de 160 tons puros de 1 a 6 kHz simultâneos com incrementos de 32 Hz entre tons, entretanto as medições são geralmente avaliadas até 3 kHz que, devido à geometria da bancada, apresenta frequências de corte próximas a tal frequência. É utilizado o programa de análise de dados de escoamento rasante o qual realiza cálculos com as pressões medidas em três regiões (antes da amostra, na região da amostra e após a amostra), de forma que a velocidade de partícula e as pressões determinam as amplitudes modais em cada região. Para efeito de simplificação é considerado um perfil uniforme e médio de escoamento e obtém-se uma terminação com baixa reflexão utilizando um difusor preenchido com material acústico poroso que descarrega o escoamento em uma câmara anecoica. Amostras de *liners* que apresentam comportamentos não lineares não podem ser avaliadas em ao comparar medições realizadas na bancada BWNL e outras que utilizam tons puros discretos. Isso ocorre devido à excitação composta por diversos tons puros combinados utilizada na bancada da BWNL ocasionar altos níveis em relação à excitação com tons puros discretos. Essa excitação causa uma velocidade de partícula maior do que a com excitação com tom puro, o que altera o cálculo do valor da impedância.

A GEAE possui uma bancada com um método bem particular de medição da resistência ao fluxo de *liners*, chamado FRM, que dá uma estimativa do valor real da impedância acústica do material. O *liner* tem sua placa rígida retirada e é encaixado em uma tubulação que leva a uma bomba a vácuo. Para amostras finas, a resistência ao fluxo é equivalente à parte resistiva da impedância acústica de sorte que não é possível obter o valor da parte reativa (imaginária).

A bancada BFG possui uma tubulação com seção transversal retangular ligada a duas câmaras reverberantes, conforme a Figura 2.13 e utiliza o método de perda de inserção ILM que permite calcular a potência sonora absorvida pela amostra de *liner* colocada em uma parede de sua tubulação. Esse método não é muito popular pois envolve condições de contorno de impedância e padrões modais das câmaras, o que dificulta o cálculo iterativo da impedância e introduz mais fontes de erros de medição.

O AAL vale-se de uma bancada com seção transversal de 24 por

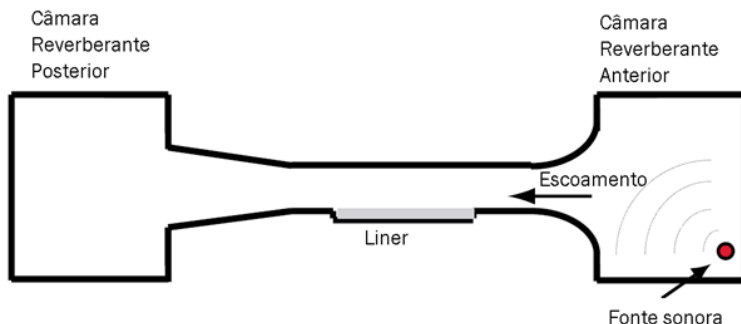


Figura 2.13 – B.F. Goodrich - Bancada com câmaras reverberantes. Adaptado de: (JONES; PARROTT; WATSON, 2003).

24 mm com frequência de corte alta, só operando com ondas planas na faixa usualmente utilizada para medições dos *liners*. Estudos do perfil de velocidade de escoamento, gerado por um compressor ligado a uma câmara de expansão, foram realizados nesta bancada. As velocidades de escoamento chegam a 0,35 Mach e utiliza-se em sua maioria métodos *in-situ* (MALMARY et al., 2001).

K.U. Leuven possui um grupo de pesquisadores que realiza estudos em uma bancada que permite velocidades de escoamento até 0,3 Mach e vale-se do método da matriz de duas portas 2PM, apresentado em detalhes na seção 2.5.3.5, e das técnicas de múltiplos carregamentos ou de múltiplas fontes para determinar a impedância acústica dos *liners* ensaiados. A bancada é composta por um componente de geração do escoamento de ar com um motor e um sistema compressor.

Primeiramente o ar é condicionado reduzindo-se em 50 dB o ruído do soprador construído em lóbulos que oferece escoamento constante. O escoamento se mantém com intensidade turbulenta constante, pressão e temperatura controladas (ROECK; DESMET, 2008). Após sair deste componente o escoamento de ar, agora aquecido pelo soprador, deve ser resfriado. Com isso, permite-se regular a temperatura do escoamento para que, ao passar pela seção de teste, a temperatura seja próxima à temperatura ambiente ou nas condições que se deseja realizar a medição. O próximo componente é o labirinto de 10 metros de comprimento que tem o objetivo de reduzir o ruído gerado pelo soprador e homogeneizar o escoamento, reduzindo pequenas pulsações de velocidade e desenvolvendo plenamente o perfil turbulento. Posteriormente o escoamento de ar é direcionado para uma câmara semianecoica ou para

uma seção de teste com alto-falantes acoplados, conforme ilustrado na Figura 2.14.

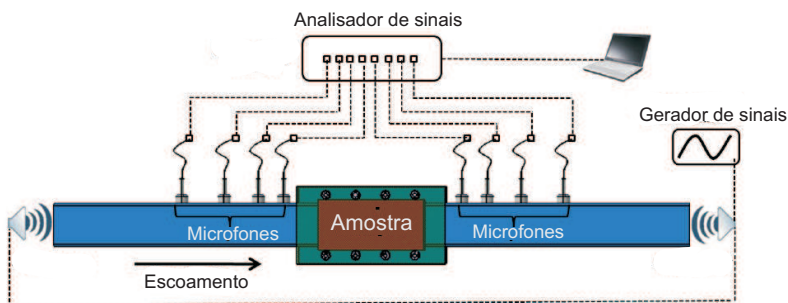


Figura 2.14 – K.U. Leuven - Bancada experimental. Adaptado de: (ROECK; DESMET, 2008).

No K.U. Leuven o duto possui 40 por 90 mm e consegue-se 0,3 Mach. Este escoamento de ar é medido através de um anemômetro de fio quente que oferece a intensidade turbulenta do escoamento. O escoamento é controlado por um controlador proporcional integral derivativo - PID e consegue-se uma aproximação do escoamento turbulento através da lei empírica de potência com $1/7$ como expoente e número de Reynolds $Re = 10^5$ (SANTANA; ROECK; WIM, 2013).

Já a bancada desenvolvida na KTH, Suécia, conta com velocidades até aproximadamente 0,3 Mach e atua ao pressurizar uma câmara anecoica com 10 kPa em relação à pressão atmosférica e descarregar o ar em uma tubulação metálica de 4 mm de espessura e de 32x32 mm de área de seção transversal. Na terminação foi projetado um dispositivo que evita reflexões conforme a ISO 5136 ao alterar graduaamente a impedância (ELNADY; BODEN, 2004). A Figura 2.15 ilustra a montagem dos microfones para medição e uso no MMM a ser explicado na seção 2.5.3.3.

A infraestrutura mais moderna é encontrada na ASC, ilustrada na Figura 2.16, a qual possui uma bancada com possibilidade de escoamento até 0,7 Mach com níveis de pressão sonora até 150 dB e seção transversal de 50 por 100 mm. A faixa de frequência de operação é de 400 a 2000 Hz, atuando com ondas planas. A faixa de operação pode ser estendida para 8000 Hz ao considerar modos de alta ordem. A bancada ASC é robusta e rígida, apresentando 20 alto-falantes e até 60 microfones são utilizados nas medições. Nesta bancada é possível



Figura 2.15 – KTH - Bancada experimental (ELNADY; BODEN, 2004).

utilizar técnicas com três microfones na parede oposta ao liner ou com quatro microfones, sendo dois a montante e outros dois a jusante.

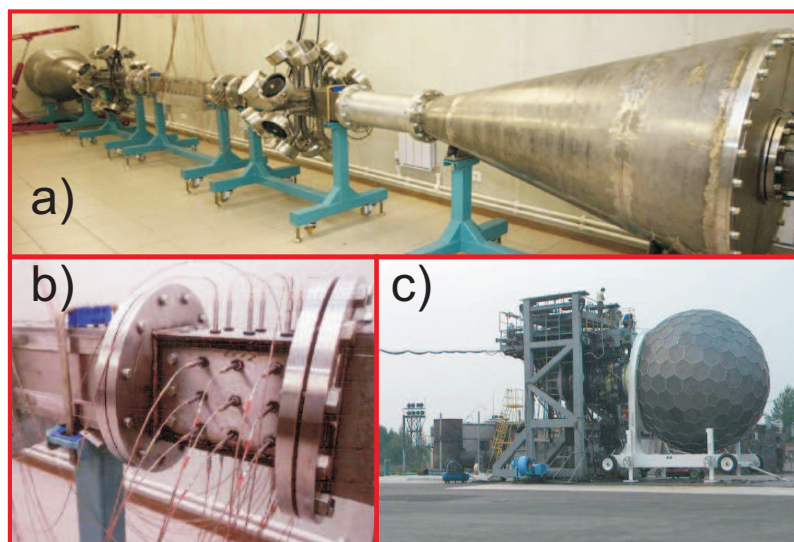


Figura 2.16 – ASC - Bancadas experimentais (CHURSIN, 2012).

Observa-se no frame a) da Figura 2.16 a bancada experimental para ensaio laboratorial de *liners*. No frame b) observa-se a seção de teste com microfones dispostos em todas as paredes da seção. Já no frame c) está ilustrada a infraestrutura utilizada para ensaios com turbinas reais e medições *in-situ*.

A Tabela 2.2 ilustra uma comparação geométrica entre as ban-

cadadas citadas anteriormente com base nos diversos artigos científicos citados, nas quais a dimensão z refere-se a extensão da seção de teste. x e y referem-se às dimensões da seção reta da seção de teste, e a coluna *Amostra* refere-se ao comprimento das amostras ensaiadas nestas bancadas. Observa-se da Tabela 2.2 que as bancadas mais complexas, e que permitem a avaliação de modos de alta ordem, possuem uma das dimensões da seção transversal entre 100 e 380 mm e outra dimensão menor, permitindo a avaliação na faixa onde somente ondas planas se propagam. O comprimento da amostra varia consideravelmente, mas bancadas mais avançadas atuam com maiores dimensões.

Tabela 2.2 – Comparação geométrica entre bancadas

Bancada	z [mm]	x [mm]	y [mm]	Amostra [mm]
NASA GIT	813	51	51	407
NASA GFIT	1061	63	51	610
NASA CDTR	2032	381	152	812
BWNL	-	50,8	50,8	355,2
BFG	-	139,7	101,6	-
AAL	860	24	24	24
K.U. Leuven	5000	40	90	-
KTH	3500	32	32	50
ASC	-	50	100	1000

2.5.3 Métodos de determinação de impedância acústica na presença de escoamento

O objetivo desta seção é levantar as características gerais de alguns métodos de determinação de impedância acústica na presença de escoamento e justificar a escolha da implementação de um método específico que venha a obter dados experimentais da bancada desenvolvida. Em geral os métodos mais atuais utilizam formulações analítica, abordadas nas seções anteriores, combinadas aos dados experimentais para criar um método híbrido que alimenta o problema e calcula a impedância acústica iterativamente. Por tal motivo, podem ser classificados como métodos semi-analíticos.

Na resolução dos métodos é feita uma suposição a respeito do valor de impedância e o método busca o melhor valor de impedância por algoritmos de otimização baseado nos dados experimentais do campo de pressão. Uma função erro é responsável por convergir o valor de impedância comparando o campo de pressão calculado com o experimental. Diversos detalhes diferenciam cada método e implementação, como por exemplo:

- a) o modelo de campo acústico utilizado,
- b) os critérios de parada de convergência,
- c) escolha de valores iniciais para iteração,
- d) variáveis a serem otimizadas,
- e) consideração ou não de dissipação,
- f) consideração de variação de temperatura,
- g) quantidade de medições e condições de contorno necessárias.

Adiante será apresentado um resumo de alguns métodos mais citados e encontrados na literatura mundial, de forma a ilustrar a complexidade e necessidade de cada um deles. Ao fim será discutido o potencial de cada um e suas limitações.

2.5.3.1 Método *In-situ*

Neste método realizam-se medições de pressão junto a amostra (na própria turbina ou em um modelo reduzido de turbina) com microfones posicionados no fundo da cavidade da colmeia do *liner* e na

superfície da placa perfurada ou *wire mesh*. Os microfones utilizados devem ser capazes de suportar situações extremas. Por esse motivo são geralmente utilizados 2 microfones piezoresistivos, de 1/8" com baixa sensibilidade, ideais para uma ampla faixa de temperaturas. Para esse método é assumido que o *liner* é localmente reativo, os comprimentos de onda são grandes em relação às dimensões da colmeia, as paredes são rígidas e somente se propagam ondas planas. A função de resposta em frequência entre essas duas medições permite calcular a impedância acústica baseada no TMM explicado na seção 2.5.1. A onda que incide na cavidade entra e é refletida na placa rígida ao fundo dela. Assim, a pressão em um ponto dentro da cavidade pode ser dada por duas vezes a pressão incidente

$$P_r = 2P_0 e^{j(\omega t + ky)}, \quad (2.36)$$

sendo P_r a pressão na face da chapa rígida ao fundo, y a direção do comprimento da cavidade da colmeia e P_0 a amplitude da pressão incidente (ELNADY, 2004). Se considerarmos que a placa perfurada é fina, a velocidade de partícula normal ao *liner* pode ser expressa por

$$u_p = -j \frac{2P_0}{\rho c} e^{j\omega t} \text{sen}(kD), \quad (2.37)$$

sendo u_p é a velocidade de partícula na face da chapa perfurada, D o comprimento da célula da colmeia do *liner* e os demais parâmetros já descritos anteriormente. Assim, a impedância acústica normal e normalizada é dada por

$$Z = \frac{P_p}{u_p} = -j \frac{P_p}{P_r} e^{\phi} \text{sen}^{-1}(kD), \quad (2.38)$$

onde P_p é a pressão na face da chapa perfurada, ϕ é a fase entre a pressão na placa perfurada e a pressão na placa rígida. Dean criou esse método em 1974, mas Malmarmy e Gaeta realizaram experimentos e chegaram a conclusões interessantes ao comparar o método *in-situ* com modelos analíticos e empíricos (MALMARY et al., 2001). Ao comparar com o método empírico de Kirby e Cummings o *in-situ* se apresenta com bons valores na faixa de 0,2 a 0,6 Mach e até 3000 Hz (KIRBY, 1998). Entretanto, Elnady relata que ocorreram problemas no uso deste método relacionados à influência do campo próximo, gerando erros na leitura do microfone e problemas da relação sinal-ruído - *Sinal Noise Ratio* (SNR). Os quais se intensificavam ao se aumentar a velocidade do escoamento rasante (ELNADY, 2004). Esse problema

foi identificado por Gaeta que conduziu experimentos com 32 microfones piezoresistivos que atuaram de 100 a 181 dB até 93,3°C colocados em uma turbina real ignorando esse fato (GAETA; MENDOZA; JONES, 2007). Ele concluiu que a impedância depende do nível de pressão sonora que incide no *liner*, da velocidade do escoamento e do posicionamento do microfone. Gaeta testou então a turbina com diferentes potências aplicadas e descobriu a relação entre a resistência (parte real da impedância) em função da velocidade do escoamento. Os dados medidos em laboratório com tubo de impedância (usando o TMM) e com o modelo em escala real (utilizando o método *in-situ*) mostram resistências semelhantes na região do espectro onde ocorre a ressonância do *liner*. Após o uso extensivo desta metodologia foram criados outros métodos de medição indireta que coletavam dados de pressão de alguns locais fora do *liner*, de maneira a facilitar a aquisição de dados e não incorrer em erros de campo próximo. Inclusive evitando a furação do *liner* para inserção de transdutores, o que danifica e inutiliza a amostra após a medição.

2.5.3.2 *Single Mode Method - SMM*

Neste contexto de não danificar a amostra, os métodos desenvolvidos na NASA por Jones, Watson e Parrott (WATSON; JONES, 2010) visam avaliar a impedância acústica de *liners* utilizando medições com microfones não invasivos. O primeiro e mais simples método desenvolvido é o SMM que assume-se que o decaimento da magnitude de pressão sonora é linear na região que contém o *liner*, e que a fase pode ser medida ao representar somente a propagação do modo longitudinal dominante (onda plana). Isso é coerente se estivermos produzindo ondas sonoras abaixo da frequência de corte de uma bancada de testes. Para evitar o efeito de modos superiores, que decaem exponencialmente, e de reflexões influenciando na medição da pressão, evita-se coletar dados próximos ao começo e ao fim do tubo e próximos ao começo e ao fim da região que contém o *liner*. Assim, o microfone deve estar distante do começo da tubulação em pelo menos 3 vezes a maior dimensão da seção reta e longe da seção da amostra em cerca de uma vez a maior dimensão da seção reta (JONES; PARROTT; WATSON, 2003). Neste método insere-se a amostra do material a ter a impedância determinada em uma porção central da tubulação com a face da placa perfurada alinhada com a parede da tubulação. O uso do método se dá então computando, primeiramente, o número de onda da região onde o decai-

mento de pressão é linear, medindo a pressão nesta região e utilizando a fórmula

$$k_x = \frac{\delta\phi(x)}{\delta x} + \frac{j}{20\log(e)} \frac{dNPS(x)}{dx}, \quad (2.39)$$

onde $\frac{d\phi(x)}{dx}$ é a variação de fase espacial e $\frac{dNPS(x)}{dx}$ é a variação do nível de pressão sonora espacial. Repare que para adquirir esses dados de variação espacial são necessárias medidas de pressão sonora ao longo de toda a região que contém o *liner*. Assim a impedância acústica do *liner* pode ser determinada por

$$Z = -j \frac{k}{k_y} \left(1 - M \frac{k_x}{k} \right)^2 \cot \left[(kb) \left(\frac{k_y}{k} \right) \right], \quad (2.40)$$

sendo k o número de onda, M o número de Mach médio do escoamento, b a dimensão em x da seção transversal da tubulação e k_y é dado por

$$\frac{k_y}{k} = \frac{1 - [(1 - M^2) (\frac{k_x}{k}) + M^2]}{1 - M^2}. \quad (2.41)$$

Os pesquisadores da NASA Watson e Jones (JONES et al., 2001) desenvolveram outro método de determinação de impedância utilizando o Método dos Elementos Finitos - MEF para avaliar situações onde modos de mais alta ordem se propagavam no duto em comparação com o SMM. Para tal, os dados de pressão coletados em alguns pontos da tubulação são inseridos no modelo numérico, que computa a impedância e novamente a pressão sonora naquele ponto de medição. Utiliza-se um método iterativo até convergir o valor da pressão medida com a pressão calculada. A convergência é garantida se as condições de contorno são bem colocadas no problema simulado. Observou-se posteriormente que esse método numérico poderia ser utilizado tanto sem escoamento quanto para diversas velocidades. Os resultados da parte reativa da impedância calculada com MEF variavam discretamente em relação ao SMM. Outras análises identificaram que o método baseado em MEF e o SMM apresentam valores de impedância semelhantes, mas não apresentam resultados similares do valor da impedância abaixo de 500Hz. O cálculo da reatância também não se mostraram confiáveis utilizando o método baseado em MEF abaixo de 1,5 kHz. Acima desta frequência, a parte reativa da impedância depende somente do tamanho da cavidade da colmeia e da velocidade do fluido. Com relação ao tipo de amostra utilizada, os *liners* cerâmicos são menos sensíveis ao escoamento e mais independentes da frequência que os de placa perfurada, o que torna-os melhores para avaliar diferentes métodos de determinação

de impedância, como nesse caso (JONES et al., 2001).

2.5.3.3 *Mode Matching Method* - MMM

O método conta com o uso de uma matriz de transferência com duas seções entre as quais está o *liner*. A matriz consiste dos dados de pressão e velocidade de partícula para cada seção. É um método de simples aplicação, entretanto matematicamente complexo que utiliza cerca de 4 microfones e fornece resultados consistentes por ser uma representação completa do campo acústico, considerando todos os modos. O método tem como premissa um escoamento sem vorticidade, onde a equação do potencial de velocidade é usada. Tal potencial pode, então, ser dividido então em dois componentes nas direções perpendiculares às paredes do tubo. O problema é resolvido em duas dimensões descrevendo o campo de pressão na porção com o *liner* conforme a Figura 2.17 como

$$p_2 = \sum_{q=1}^Q b_+^{(q)} \cdot \Psi_{2i}^{(q)} \cdot e^{-jk_{z2i}^{(q)}z} + \sum_{q=1}^Q b_-^{(q)} \cdot \Psi_{2r}^{(q)} \cdot e^{-jk_{z2r}^{(q)}(z-L)}, \quad (2.42)$$

onde q é um contador que identifica a ordem de cada modo; Q é o número de modos considerados; b são as amplitudes de pressão para cada modo e onda (direção incidente é $+$ e direção refletida é $-$); Ψ representa a forma modal nas direções; z e L são a posição de medição da pressão e o comprimento ao longo do duto respectivamente. A resposta deste problema pode ser calculada ao estabelecer soluções gerais para cada uma das três regiões (antes do *liner*, no *liner* e após o *liner*). Com essas respostas pode-se calcular os coeficientes da matriz de transferência que é uma matriz com os valores de pressão e velocidade de partícula nas interfaces das regiões.

Observando a 2.17 como um corte longitudinal de um duto retangular com a seção central revestida com um *liner*, observa-se que Ψ_{1i} representa o somatório de formas modais da onda incidente na direção z na seção 1 que é a seção de entrada; Ψ_{1r} representa o somatório de formas modais da onda refletida, que percorre o tubo na direção z e no sentido inverso, também na seção de entrada. Essa nomenclatura é estendida para as demais ondas representadas nas outras seções. Sendo z positivo o sentido do escoamento, x a direção normal ao *liner* (vertical) e y saindo da figura. As condições de contorno ocorrem no

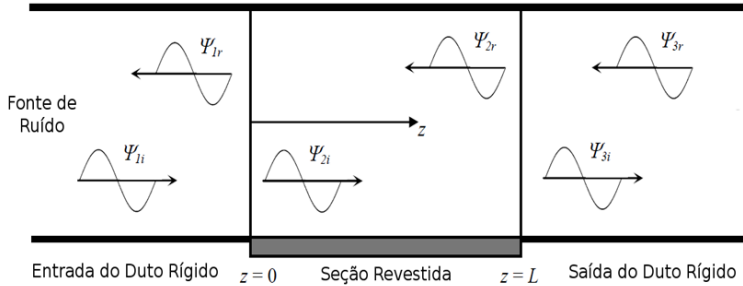


Figura 2.17 – Decomposição do campo acústico no *Mode Matching* (ELNADY; BODEN, 2004).

sentido de garantir a continuidade de pressão e velocidade de partícula nas interfaces entre uma seção lisa e com tratamento, de forma que

$$p_1 = (x, y, 0) = p_2(x, y, 0) \quad (2.43)$$

$$p_2 = (x, y, L) = p_3(x, y, L) \quad (2.44)$$

$$\sum_{q=1}^Q \frac{\partial p_1^{(q)} / \partial z}{(k \mp M k_{z1}^{(q)})} \Big|_{z=0} = \sum_{q=1}^Q \frac{\partial p_2^{(q)} / \partial z}{(k \mp M k_{z2}^{(q)})} \Big|_{z=0} \quad (2.45)$$

$$\sum_{q=1}^Q \frac{\partial p_2^{(q)} / \partial z}{(k \mp M k_{z2}^{(q)})} \Big|_{z=L} = \sum_{q=1}^Q \frac{\partial p_3^{(q)} / \partial z}{(k \mp M k_{z3}^{(q)})} \Big|_{z=L} \quad (2.46)$$

Aplicando as condições de contorno na equação da onda de convecção Euleriana pode-se montar um sistema de equações com $4Q$ incógnitas que são as amplitudes das ondas para cada modo. É necessário portanto calcular o coeficiente de reflexão em algum ponto da tubulação, por exemplo na terminação, e obter as amplitudes da onda plana incidente para fornecer condições do sistema de equações permitir o cálculo de uma solução. Usando o MMM, realiza-se uma estimativa inicial de impedância e com os dados de pressão coletados experimentalmente calcula-se o campo de pressão e ajusta-se cada constante da equação. Elnady utilizou a função "fminsearch" no programa Matlab para achar o mínimo que converge o resultado de impedância oferecendo o campo de pressão calculado igual ao medido (ELNADY; BODEN, 2004) (??). Mais tarde Elnady prova que somente 4 microfones são necessários para aplicação e que os efeitos de cisalhamento do escoamento, que alteram o perfil de velocidades, são desprezíveis e não alteram significativamente

o cálculo da impedância. Podendo tratar o problema com um perfil uniforme com Mach constante em toda a seção reta para modos de baixa ordem (ELNADY; BODEN; ELHADIDI, 2009). As vantagens do MMM são a representação analítica de todo o campo de pressão, o que oferece rapidez computacional e confiabilidade nos dados de impedância calculados. Entretanto, para dutos com geometrias mais complexas o método não é aplicável. Assim sendo, na NASA, Watson e Jones evoluíram os códigos de MEF, que oferecem resultados muito similares ao MMM; criando mais dois métodos numéricos, o *Pressure Gradient Method* - PGM e o *Wall Pressure Method* - WPM, não abordados neste documento (WATSON; JONES, 2010).

2.5.3.4 Método direto de Jing

Tal método foi elaborado por Jing Xiaodong (XIAODONG; SEN; XIAOFENG, 2008) e faz uso do Prony Method, um método numérico que interpola um conjunto de pontos igualmente espaçados através de mínimos quadrados e oferece a equação desta curva como um somatório de termos exponenciais. Tais termos podem ser vistos como os modos acústicos em uma região tratada com um *liners*. Ou seja, os valores obtidos através do Prony Method, são os coeficientes que representam as amplitudes de cada componente da pressão sonora e os números de onda axiais ao longo da tubulação com o *liner* em uma das paredes. Tais variáveis são então utilizadas para obter a impedância acústica de *liners* ensaiados em um ambiente laboratorial. Utiliza-se a Equação 2.7 de Helmholtz com z sendo o comprimento do tubo ao longo do eixo do mesmo com seção reta retangular, y é a direção normal à superfície do *liner* exposta ao escoamento, com $y = 0$ na parede rígida oposta ao mesmo.

Pode-se aplicar a condição de contorno nas paredes rígidas

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad (2.47)$$

e a condição de Myers (MYERS, 1980) na região do *liner* com escoamento dada por

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{1}{Z} \left(jkp + 2M_0 \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{M_0^2}{ik} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right), \quad (2.48)$$

para calcular o campo de pressão com a amostra. Partindo da solução

do campo de pressão na parede oposta ao *liner* com $y = 0$ podemos representar tal campo por

$$p(z) = \sum_{n=1}^N (A_n e^{-j\mu_n^+ z} + A_n e^{-j\mu_n^- z}). \quad (2.49)$$

onde A_n representa as amplitudes modais das ondas, n é um número inteiro; N é a quantidade de exponenciais utilizadas para descrever a curva; os μ_n^\pm representam os números de onda axiais, de forma que os índices superiores $+$ e $-$ identificam as ondas sonoras na direção a favor e contra o escoamento respectivamente.

Nota-se na Equação 2.49 que o número de exponenciais foi reduzido a N de forma que deve ser menor ou igual à metade do número de microfones utilizado na medição utilizando o método de Jing. No artigo publicado, o número de microfones foi minimizado ao utilizar um número fixo de exponenciais, chegando ao ideal de 8 microfones para obter resultados confiáveis de impedância (XIAODONG; SEN; XIAOFENG, 2008).

Utilizando os dados de pressão medidos ao longo do duto, o método permite calcular os números de onda axiais μ e a amplitude A de cada modo da Equação 2.49 por meio do Prony Method e através da relação de dispersão dada por

$$\mu_n^\pm = \frac{-M_0 k \pm \sqrt{k^2 - (1 - M_0^2) (\beta_n^\pm)^2}}{1 - M_0^2}, \quad (2.50)$$

sendo β^\pm os números de onda transversais em ambas as direções da tubulação. Permite-se, então calcular os números de onda transversais a partir dos números de onda axiais. Por fim, pode-se obter a impedância do *liner* através da equação de autovalores obtida ao aplicar as condições de contorno na equação de Helmholtz dada por

$$\frac{ik}{Z} \left\{ \frac{1}{1 - M_0^2} \left[1 \mp M_0 \sqrt{1 - \frac{1 - M_0^2}{k^2} (\beta_n^\pm)^2} \right] \right\}^2 = \beta_n^\pm \tan(\beta_n^\pm b), \quad (2.51)$$

onde b é a dimensão entre a face do *liner* exposta ao escoamento e a parede rígida oposta que contém o arranjo igualmente espaçado de microfones em frente ao *liner*.

Churchin (2012) usa a técnica de dois microfones e aponta para uma diminuição no número de transdutores necessários para obter a

impedância, trabalhando com três ou quatro microfones somente, sendo que o método de Jing utiliza oito microfones no mínimo (CHURSIN, 2012).

O Prony Method oferece diferentes polos no cálculo das amplitudes e números de onda, então para se conseguir valores de impedância apropriados, deve-se escolher os números de onda apropriados calculados pelo Prony Method. Desta forma, o critério estabelecido por Jing é selecionar somente os números de onda axiais relativos aos modos acústicos com altas amplitudes, ou seja, pode-se verificar os polos com maiores amplitudes ou somente selecionar o de maior amplitude que provavelmente é referente ao modo de onda plana.

Esse método se mostrou eficiente devido a não necessidade de resolver todo o campo acústico do duto e ser rápido sem necessitar de um processo iterativo, diferentemente de outros métodos indiretos que utilizam diversas iterações para se chegar ao valor da impedância.

2.5.3.5 Método da matriz de duas portas (2PM)

Esse método considera o elemento a ter a impedância determinada como uma caixa fechada com dois parâmetros de entrada e dois parâmetros de saída, sendo a pressão e velocidade de partícula em ambos os lados do elemento (T) conforme a Figura 2.18.

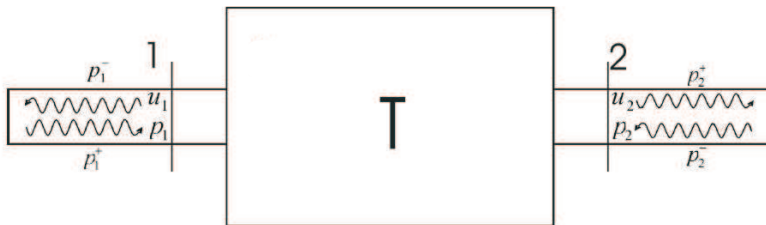


Figura 2.18 – Matriz de duas portas. Adaptado de: (SANTANA et al., 2011).

Sendo conhecidas as expressões para a pressão, velocidade e também as relações entre pressão e velocidade na região tratada pode-se escrever uma matriz de transferência que represente o trecho de duto tratado, relacionando pressão p_1 e velocidade u_1 na entrada deste trecho com pressão p_2 e velocidade u_2 na saída deste trecho, na forma

$$\begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{Z^+ e^{-ik_z^+ l} + Z^- e^{ik_z^- l}}{Z^+ + Z^-} & \frac{Z^+ Z^- (e^{-ik_z^+ l} - e^{ik_z^- l})}{Z^+ + Z^-} \\ \frac{e^{-ik_z^+ l} - e^{ik_z^- l}}{Z^+ + Z^-} & \frac{Z^- e^{-ik_z^+ l} + Z^+ e^{ik_z^- l}}{Z^+ + Z^-} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{Bmatrix}. \quad (2.52)$$

A Equação 2.52 representa um sistema de duas equações e duas variáveis: os números de onda k_z^+ e k_z^- , que podem ser resolvidos caso haja conhecimento das pressões e velocidades antes e depois da seção tratada. Portanto é necessária uma equação para a impedância Z como função dos números de onda, o que significa que resolvendo o sistema representado pela Equação 2.52 ao achar os números de onda já se pode ter uma estimativa do valor da impedância Z . Impondo a condição de contorno de parede rígida em $y = h$ e $y = 0$, os números de onda em y do n -ésimo modo são obtidos como $k_{y,n}^+ = k_{y,n}^- = n\pi/h$. Neste caso, a dependência do campo acústico na direção y pode ser expressa como uma soma de infinitos cossenos. Impondo também a condição de parede rígida em $x = 0$ acha-se $C_x^+ = C_x^- = 1$. A combinação destes resultados com a equação da Conservação da Quantidade de Movimento, Equação 2.4 na direção x , fornece as expressões para a velocidade acústica no dois sentidos da seguinte forma (ROECK; DESMET, 2009),

$$u_x^+ = \frac{C_z^+ k_x^+}{Z_0 k_0} \frac{1}{\left(1 - M \frac{k_x^+}{k_0}\right)} \left(e^{-ik_x^+ x} - e^{ik_x^+ x}\right), \quad (2.53)$$

$$\sum_{n=0}^{\infty} \cos \frac{n\pi y}{h} e^{-ik_z^+ z} e^{i\omega t},$$

$$u_x^- = \frac{C_z^- k_x^-}{Z_0 k_0} \frac{1}{\left(1 - M \frac{k_x^-}{k_0}\right)} \left(e^{-ik_x^- x} - e^{ik_x^- x}\right) \quad (2.54)$$

$$\sum_{n=0}^{\infty} \cos \frac{n\pi y}{h} e^{-ik_z^- z} e^{i\omega t}.$$

Para o modo de ondas planas os números de onda k_y^\pm são zero e pode-se resolver a Equação 2.14 de dispersão, para k_x , chegando a:

$$k_x^\pm = \sqrt{(k_0 \mp M k_z^\pm)^2 - k_z^{\pm 2}}. \quad (2.55)$$

A condição de contorno faltante é da parede $x = b$, onde a impedância Z foi aplicada. Ela é baseada na hipótese de que na parede do duto o deslocamento das partículas do fluido η é nulo na parede (condi-

ção de não escorregamento), como sugere Munjal (MUNJAL, 1987). É, portanto, adotada a relação entre a impedância na parede e o deslocamento de partícula na parede, dada por

$$\frac{p}{Z} = \frac{\partial \eta}{\partial t}, \quad (2.56)$$

ao mesmo tempo que a velocidade de partícula no fluido na direção normal à parede é dada por

$$u_x = \frac{D\eta}{Dt}. \quad (2.57)$$

Eliminando o deslocamento η da Equação 2.56 e Equação 2.57, conforme sugerido por Myers (MYERS, 1980), a condição de contorno na parede pode ser dada por

$$\frac{Dp(b, y, z, t)/Dt}{-\partial u_x(b, y, z, t)/\partial t} = Z. \quad (2.58)$$

Derivando a equação da pressão e da velocidade de partícula e substituindo na Equação 2.58, chega-se à expressão para a impedância Z_{wx} calculada a partir dos números da onda incidente (k_z^+ e k_x^+) ou os da onda refletida (k_z^- e k_x^-) como:

$$\begin{aligned} Z &= iZ_0 \frac{k_0}{k_x^+} \left(1 - M \frac{k_z^+}{k_0} \right)^2 \cotg(k_x^+ b), \\ &= iZ_0 \frac{k_0}{k_x^-} \left(1 + M \frac{k_z^-}{k_0} \right)^2 \cotg(k_x^- b). \end{aligned} \quad (2.59)$$

A expressão dada pela Equação 2.59 mostra que a impedância Z pode ser calculada de duas formas. Além disso, como a impedância calculada com qualquer uma das duas formas da Equação 2.59 deve ser a mesma, pode-se notar que os números de onda nas direções positiva e negativa estão acoplados através da Equação 2.59 (SANTANA et al., 2011).

Observa-se também que resolvendo o sistema dado pela matriz de transferência da Equação 2.52, achando os números de onda na direção z : k_z^+ e k_z^- , pode-se calcular os números de onda na direção x através da Equação 2.55 e, finalmente, calcular a impedância desconhecida Z . Para resolver tal matriz é necessário no mínimo duas medições. Pode-se então usar três técnicas: a de duas fontes, a de dois carregamentos e a combinação de ambas. Na técnica de duas fontes a excitação do sistema

é realizada com a fonte sonora em dois locais distintos, a montante e a jusante da amostra. Já na técnica de dois carregamentos é alterada a condição de contorno da terminação ao utilizar uma impedância de saída diferente em cada medição. Para se calcular as ondas incidente e refletida em cada porção de seção lisa antes e após o *liner* pode-se usar a técnica de Moore-Penrose para o cálculo da pseudo-inversa da matriz, conforme utilizada também na seção 2.2.5. Tais resultados experimentais podem ser comparados com os calculados pela Equação 2.52 utilizando um valor arbitrário para Z que será otimizado. Tal abordagem baseada na formulação analítica não considera os efeitos de transição de impedância que ocorre gradualmente na transição entre a seção lisa e a com o *liner*. Para resolver tal questão, o método permite inserir duas matrizes de transição, também de duas portas, antes e após a matriz correspondente ao *liner*. A resolução de tais matrizes, que são inversas uma em relação a outra, inicia-se supondo que a matriz de transição é a matriz identidade. Assim é montado um sistema com seis equações, o que apresenta a necessidade de 6 transdutores para obtenção de constantes necessárias à resolução do sistema linear. As incógnitas do sistema são então otimizadas, partido-se de um valor inicial de impedância até convergir uma função objetivo, e resulta em um valor de impedância representado por um número complexo para cada frequência (MEDEIROS, 2013).

2.5.4 Comparativo entre métodos

Como são muitos os métodos e autores presentes na literatura, a Tabela 2.3 ilustra um panorama geral dos principais métodos de determinação da impedância acústica de *liners* em guias de ondas com suas vantagens e desvantagens. As siglas referentes aos métodos são sugestões do autor ou já estão documentadas nos artigos científicos citados anteriormente.

Tabela 2.3 – Principais métodos de determinação da impedância

Método	Microfones	Complexidade	Vantagens	Desvantagens
<i>In-Situ</i>	2 ou 3	Média	Mede localmente	Destroi a amostra
SMM	Mínimo 2	Baixa	Simples	Limite de frequência
MMM	De 4 a 8	Alta	Rápido	Nº transdutores
2PM	Mínimo 4	Média	Preciso	Custo computacional
Jing	Mínimo 8	Baixa	e Direto	Nº transdutores

O método *In-situ* apresenta problemas relacionados ao campo próximo, obtendo erros de medição pelo fato do microfone estar muito

próximo à amostra. Entretanto, é o método utilizado em situações mais próximas a realidade, com a turbina sendo testada em ambiente controlado, conduzindo a resultados razoavelmente precisos. Destaca-se o trabalho realizado por Gaeta ao implementar o método *in-situ* em diversas situações (GAETA; MENDOZA; JONES, 2007).

O SMM é um método confiável para medições abaixo da frequência de corte do duto e apresenta simplicidade de implementação e precisão ao trabalhar com *liners* localmente reativos. Alguns trabalhos de Jones e Watson comparam o método numérico MEF com o SMM e comprovam a primeira afirmação (JONES; PARROTT; WATSON, 2003) (JONES; WATSON; PARROTT, 2005) (WATSON; JONES, 2010).

O método 2PM apresenta uma vantagem em relação aos demais que é a possibilidade de caracterizar a região de transição do campo acústico da seção lisa para a tratada com o *liner*, onde o mesmo começa a interagir com o escoamento. Entretanto, para obter os valores de impedância é necessário usar medições baseadas na técnica de dois carregamentos ou de duas fontes, o que duplica o tempo de medição, tornando-o custoso (SANTANA et al., 2011).

O MMM apresenta bons resultados com somente 4 transdutores, tempo de processamento baixo, entretanto apresenta alta complexidade de implementação ao acoplar o campo acústico na transição entre a região lisa e a com o *liner* (MEDEIROS et al., 2014). Elnady comparou esse método com um método numérico baseado em MEF desenvolvido na NASA e conseguiu valores similares para a mesma amostra ao validar o método (ELNADY; BODEN; ELHADIDI, 2009).

Os métodos iterativos apresentam falhas, pois pode-se convergir o resultado de impedância para valores falsos durante a otimização ou ainda não convergir o cálculo, sendo métodos custosos matematicamente dependendo da formulação. Um comparativo entre o MMM e o 2PM ilustra as diferenças de tempo de processamento (MEDEIROS et al., 2014). Por esse motivo, Jing apresenta um método simples e direto que oferece bons valores sendo mais rápido ao utilizar o *Prony Method*, porém com o inconveniente de necessitar de diversos transdutores (XI-AODONG; SEN; XIAOFENG, 2008).

3 PROJETO DA BANCADA

O projeto Aeronave Silenciosa é um projeto financiado pela FINEP e uma parceria entre a empresa EMBRAER e diversas universidades e centros de pesquisa brasileiros e internacionais (VASCONCELOS, 2009). Os pesquisadores do projeto pretendem atacar o problema seguindo três abordagens distintas, mas complementares em aeroacústica: ensaios em voo e em túnel de vento, modelos analíticos e empíricos e aeroacústica computacional. Sendo que cada equipe de trabalho atua em uma frente de pesquisa. A equipe locada na UFSC se concentra tanto no Laboratório de Vibrações e Acústica - LVA, quanto no Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica - Polo. Os profissionais estão divididos em estudos e experimentos de ruído de jato e materiais para tratamento acústico de turbinas, estando o autor neste último grupo. Este capítulo, portanto, apresenta a metodologia utilizada durante o decorrer do desenvolvimento da bancada de determinação de impedância de materiais de tratamento acústico de motores, como parte dos trabalhos desenvolvidos pelo grupo locado no LVA.

3.1 ETAPAS DO PROJETO

O projeto de produto de engenharia em geral segue uma metodologia específica a qual segmenta o projeto em quatro grandes etapas (BACK et al., 2008). São elas:

- a) Projeto Informacional;
- b) Projeto Conceitual;
- c) Projeto Preliminar;
- d) Projeto Detalhado.

Na primeira etapa de projeto informacional, a metodologia sugere a coleta de informações que visam obter os requisitos, premissas e diretrizes do projeto. Então, desenvolveu-se uma revisão bibliográfica, onde foram avaliados vários métodos de determinação de impedância e diferentes bancadas experimentais de acordo com o capítulo anterior. Após discussões entre os membros da equipe, formalização do projeto e disponibilização do orçamento, foi realizada uma reunião de início do projeto onde foram definidos e estimados alguns parâmetros norteadores do projeto em termos técnicos, foram eles:

- a) Níveis de pressão sonora: 130 - 150 dB, espera-se que esta faixa de pressão sonora seja alta o suficiente para vencer o ruído de fundo gerado pelo escoamento e na qual pode-se obter efeitos de não linearidade;
- b) Velocidades de fluxo: 0,0 a 0,4 Mach, devido a essa faixa de velocidade estar próxima à encontrada na turbina na condição de pouso, além de pesquisas em todo mundo utilizarem faixas de velocidade similares;
- c) Seção transversal da bancada: retangular, com frequência de corte próxima a faixa de ressonância de *liners* típicos, permitindo que sejam excitados ao menos um modo de alta ordem na faixa de frequência de interesse para avaliar a influência destes modos nos métodos de determinação de impedância;
- d) Comprimento mínimo da amostra: 200 mm, devido a ser um valor permissível de fabricar amostras através de impressão 3D e ser suficientemente grande para avaliar efeitos aeroacústicos decorrentes da interação acústica com escoamento;
- e) Ruído de escoamento esperado: 70 - 110 dB, valor encontrado na literatura (ELNADY; BODEN, 2004);
- f) Faixa de frequência: 400 a 3,5 kHz, na qual os materiais de tratamento acústico de motores tipicamente atuam;
- g) Método de determinação da impedância acústica: possibilidade de testar diferentes métodos experimentais diretos e indiretos (iterativos), ou seja, a bancada deve possuir uma configuração flexível de acordo com o método.

O uso de diferentes métodos e técnicas em cada bancada analisada durante a revisão bibliográfica confere a elas vantagens e desvantagens que guiaram o projeto proposto. Tal estudo apontou para necessidade de construção de uma bancada modular (seção de teste e de geração de sinais livres para movimentação e alteração do leiaute).

Na segunda etapa, de projeto conceitual, a metodologia instrui a geração de uma matriz de soluções e esboços para satisfazer os objetivos do projeto. Primeiramente avaliou-se a premissa de infraestrutura disponível no LVA, que dispunha de 2 câmaras reverberantes com agenda de utilização restrita, sendo necessárias sucessivas montagens e desmontagens da bancada para realização das campanhas de

ensaios. Consequente, elaborou-se alguns esboços e esquemas conceituais que permitiram vislumbrar a quantidade de equipamentos e peças necessárias, prevendo a modularidade e possibilidade de montagem e desmontagem. Portanto, dividiu-se a bancada em seções com funções específicas. Foram elas:

- a) Seção de canalização e tratamento de fluxo de ar - a solução proposta foi um bocal convergente acoplado à câmara reverberante 2 do LVA e um difusor responsável pela recuperação de carga do sistema de vazão. O escoamento deveria ser gerado por um elemento externo à câmara reverberante que fosse instalado em local que não propagasse o ruído dos sinais ensaiados na bancada para as dependências do laboratório e salas de aula do centro tecnológico da universidade.
- b) Seção de geração de sinais - seria composta por cerca de 8 a 10 alto-falantes de compressão que proporcionassem elevados níveis de ruído tonal (simulando o BPF das hélices de um motor *turbofan*) e que pudessem ser facilmente movimentada para se usar a técnica de duas fontes (SANTANA et al., 2011);
- c) Seção de teste - modular, permitindo afixação das amostras e que proporcionasse flexibilidade de medição de pressão sonora e demais grandezas necessárias em diversos pontos físicos, a montante e a jusante da amostra;
- d) Seção de tratamento de ruído de fundo - necessária devido ao fato de alguns métodos serem sensíveis às reflexões sonoras nas terminações da tubulação e serem necessárias altas relações sinal-ruído;
- e) Seção de geração de escoamento - optou-se por trabalhar sob sucção com pressões negativas e perfis de velocidade controláveis, de forma a minimizar os efeitos ocasionados pelo ruído e vibração do ventilador sobre o perfil do escoamento, o qual é mais uniformemente gerado em um bocal convergente.

Concluído o projeto conceitual, no projeto preliminar realiza-se a definição das soluções mecânicas, definindo-se materiais, geometria e equipamentos. Foram realizados desenhos da geometria das peças e otimização dos desenhos assistidos por computador através de montagens virtuais (*Computer Aided Design* - CAD), visando obter as faixas de operação dos transdutores, dimensionamento final das peças e necessidades específicas de cada equipamento. Os processos produtivos e custos de aquisição/contratação de peças e serviços foram levantados

nesta etapa que foi importante para decisão do porte do ventilador centrífugo utilizado. Para tal, necessitou-se de cálculos analíticos de perda de carga da tubulação, cálculos de níveis de pressão sonora dentro e fora da câmara reverberante e o contato com fornecedores de materiais.

Por fim é realizado o projeto detalhado que conta com a elaboração dos desenhos técnicos, preparação das peças para produção, aquisição de peças, equipamentos e gerenciamento dos fornecedores, compras e entregas. Essa etapa requereu constante contato com fornecedores de produtos e serviços, além de gerenciamento de insumos, cronogramas e pessoal. Apesar de ser a mais trabalhosa, essa etapa permitiu aos projetistas aprender muito com os erros cometidos, devido ao constante contato com processos de produção, limitações e reprojetos de peças para adequação à produção ou visando suprir algum requisito específico de material ou geometria.

3.2 ELEMENTOS DA BANCADA

Nesta seção as peças e equipamentos, elementos da bancada, serão detalhados com suas características construtivas e funcionais. Mais detalhes referentes aos desenhos técnicos de produção e informações técnicas de equipamentos podem ser encontrados no Apêndice A e no Anexo A respectivamente.

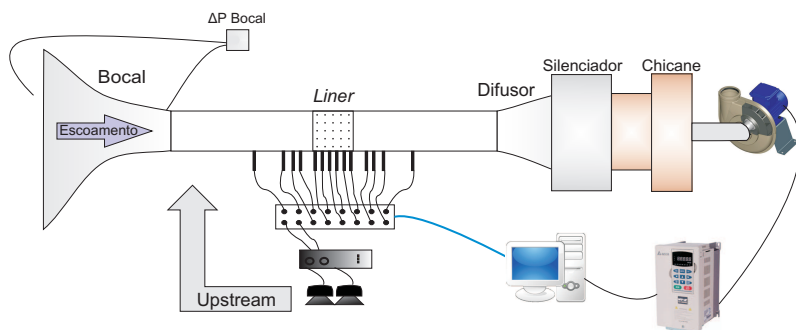


Figura 3.1 – Esquema para ensaio de amostras

O esquema apresentado na Figura 3.1 ilustra todos os elementos mais importantes da bancada, com microfones em toda a extensão da seção de testes ligados a um sistema de aquisição. Observa-se o posicionamento da amostra de *liner* na parte central da seção de testes e a indicação da posição do alto-falante a montante da amostra, conside-

rando a direção do escoamento, chamada na literatura de *upstream*. A condição na qual os alto-falantes se situam a jusante da amostra é chamada de *downstream*. Tais fontes sonoras são ligadas a amplificadores de potência e também ao sistema de aquisição responsável por capturar e gerar sinais via software. Este software também controla um inversor de frequência ligado ao ventilador centrífugo à direita da figura. Na parte superior da Figura 3.1 observa-se a tomada de pressão diferencial ligada à entrada do bocal, capturando o diferencial entre a câmara reverberante 2 e a saída do bocal. Observa-se também que o sistema de aquisição captura os sinais dos transdutores e envia a uma estação, baseada em PC, que realiza o controle da velocidade de escoamento a partir do inversor de frequência conectado ao ventilador centrífugo.

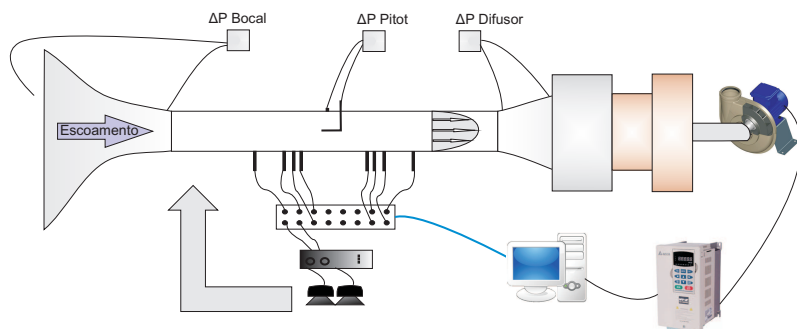


Figura 3.2 – Esquema para calibração de velocidade de escoamento

O esquema ilustrado na Figura 3.2 foi montado com o intuito de utilizar o tubo de pitot para calibrar o sistema de geração de escoamento ao medir a velocidade média na seção de teste e valer-se somente do dado de pressão diferencial com tomadas estáticas no bocal para controle de velocidade, sem necessidade de transdutores invasivos durante os ensaios com amostras de material de tratamento acústico. Tal esquema permitiu avaliar o desenvolvimento do perfil de velocidades na seção de teste ao variar a vazão do sistema e também permitiu coletar outros pontos de pressão estática no difusor para estimar as perdas de carga em cada trecho da tubulação.

Nas seções que seguem, cada elemento é detalhado de acordo com os requisitos estipulados para cada um deles, as limitações geométricas a serem atendidas, as considerações e formulações utilizadas no projeto e a especificação final utilizada para fabricação. Cabe salientar que os

elementos de união não descritos no documento foram projetados com o intuito de garantir a ausência de vazamentos de ar e durabilidade à bancada. Esse é o caso das tubulações em madeira naval, pvc e da curva que não tem função específica a não ser direcionar o escoamento ao longo da tubulação e que foram conectadas utilizando flanges com uma manta de neoprene em todo o perímetro, com função selante.

3.2.1 Bocal

A entrada de ar da tubulação da bancada se dá por esse elemento. Sua função é direcionar o ar estagnado em uma das câmaras para dentro da tubulação de forma a gerar um escoamento turbulento com camada limite delgada. O bocal foi projetado como uma curva catenária parametrizada dada por

$$\begin{aligned}x_t &= 23 + \frac{t^2}{2100} \\y_t &= \frac{800}{2} \left(e^{t/800} + e^{-t/800} \right) - 687 \\z_t &= -t + 1003\end{aligned}\tag{3.1}$$

com $t = 0$ a $t = 1000$ mm, na qual a pressão exercida pelo fluido nas paredes é distribuída por igual, conferindo rigidez e aceleração gradual do fluido na contração. A adequação para fabricação foi necessária, de forma que um desenho planificado da peça foi elaborado e as chapas foram calandradas e posteriormente soldadas aos flanges de entrada e saída. A entrada com área de $1,5 \text{ m}^2$ e a saída com $0,004 \text{ m}^2$ oferecem uma razão entre áreas de 375. A peça foi construída em aço 1020 zincada e pintada e recebeu reforços estruturais para minimizar as amplitudes de vibração.

Realizou-se também uma simulação numérica ¹ utilizando o método RANS para verificar o crescimento da camada limite e consequente perfil de velocidades na posição de teste das amostras. As simulações foram realizadas para uma condição de velocidade de 0,4 Mach na seção de teste, após passar pelo bocal, e obteve-se resultados que apontaram para um perfil com camada limite de aproximadamente 2,25 mm na

¹Esta simulação axisimétrica foi realizada pelo Doutor Marcelo Areal da empresa Embraer, de acordo com as especificações geométricas da bancada, na qual foi utilizado o diâmetro hidráulico equivalente à seção retangular, sendo que um refino de malha na região de mais alta velocidade e próximo à parede foi necessária. Foi utilizado o modelo de turbulência SA de 1 equação e volumes finitos, modal.

saída do bocal. Entretanto, o mesmo perfil se mostrou parabólico com camada limite de 26 mm na posição da amostra, estando completamente desenvolvido na menor dimensão da tubulação. O diferencial de pressão estática no fim da seção de teste em relação à pressão atmosférica foi simulado, obtendo-se 11,2 kPa.

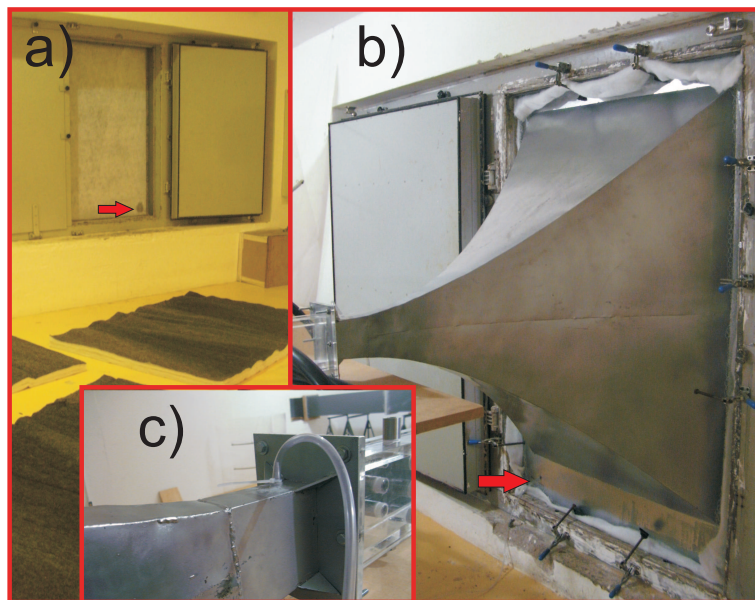


Figura 3.3 – Detalhes construtivos do bocal

A Figura 3.3 ilustra o bocal construído e instalado na câmara reverberante 1 do LVA. Na Figura 3.3.a observa-se de dentro da câmara reverberante 2 a entrada do bocal com uma manta de poliéster branca presa por uma tela metálica, visando obstruir quaisquer detritos sugados pelo escoamento forçado. Na parte inferior da manta na Figura 3.3.a e do outro lado do bocal na Figura 3.3.b, identificada por uma seta vermelha, observa-se uma abertura para passagem do tubo que faz a coleta da pressão de estagnação da câmara. Observa-se também mantas de poliéster dispostas no piso da câmara 2 utilizadas para atenuar os sinais acústicos ensaiados, visto que a porta da câmara 2 permaneceu parcialmente aberta durante as medições para manter a vazão do sistema e evitar mais perdas de carga. Na Figura 3.3.c, pode-se visualizar a localização da tomada de pressão estática na menor área de seção reta do bocal, utilizada para controlar a velocidade de rota-

ção após o sistema de geração de escoamento calibrado. A fixação com grampos sustenta o bocal na posição ilustrada na Figura 3.3.b.

3.2.2 Seção de testes

Este elemento é composto por 5 módulos: uma seção de conexão dos alto-falantes (fontes), uma seção lisa, uma seção com tubo de pitot, uma seção com furos para colocação de transdutores - termômetro e microfones, além da seção com o porta-amostra. O porta-amostra foi projetado de forma a simplificar a colocação de amostras de 100x200 mm na face do duto retangular com maior dimensão. Foram projetados 2 porta-amostras diferentes: com uma matriz de posições para microfones oposta ao *liner*; e com o *liner* somente.

O objetivo destes módulos é dar flexibilidade na configuração de montagens para medição com e sem amostras de tratamento acústico. De maneira geral, os métodos de determinação da impedância acústica se baseiam em medições antes e depois da seção com a amostra de material acústico ou em medições ao longo da parede oposta ao *liner*. O porta-amostra de parede lisa com tubo de pitot tem o propósito de medir o perfil de velocidades e realizar o comissionamento da bancada com parede rígida (sem amostra de *liner*).

A seção de fontes foi projetada de forma a ser leve, portátil, e que possibilitasse a conexão de diferentes fontes sonoras em diferentes posições da tubulação (Figura 3.4.a). Desta forma, pode-se facilmente trocar uma fonte sonora defeituosa ou rearranjar a configuração da bancada para realizar medições tanto com a fonte *upstream* - que é a configuração similar ao duto de exaustão da turbina com as hélices a montante do material de tratamento acústico - quanto com a fonte *downstream* - configuração similar à entrada da turbina (*inlet*) na qual a hélice está a jusante do material de tratamento acústico; sempre considerando a direção do escoamento para determinação da ordem dos elementos conforme a Figura 3.1. Tal configuração permite também a excitação de específicos modos de alta ordem, ao utilizar somente alguns alto-falantes excitando regiões de máxima pressão dos modos acústicos desejados.

Observa-se na Figura 3.4 as diversas peças utilizadas na seção de teste. A Figura 3.4.a ilustra a seção de fontes. Primeiramente foram testados acopladores em acrílico sem tela de proteção; posteriormente foram substituídos por acopladores em aço inoxidável. Nestes acopladores são inseridos dutos flexíveis de PVC preto, reforçados com fios

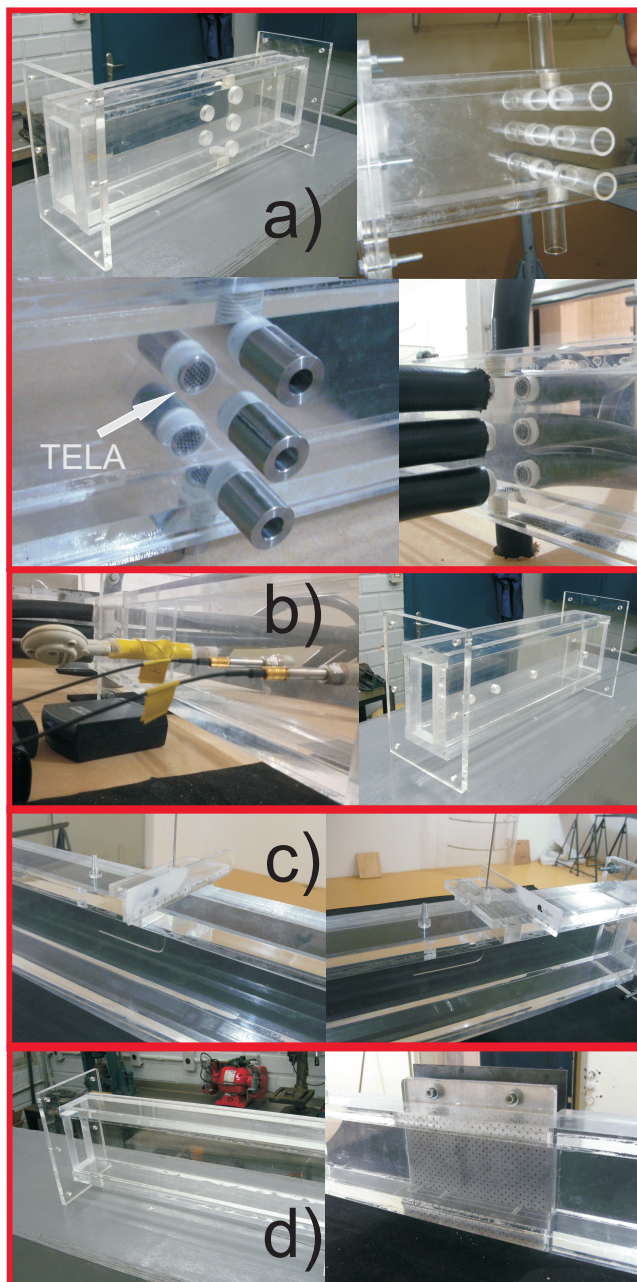


Figura 3.4 – Peças da seção de teste.

de poliéster, para ar comprimido que suportam 300 lbs. Tais dutos são então conectados aos alto-falantes através de cones especialmente projetados que são engatados por braçadeiras. A Figura 3.4.b ilustra a seção de transdutores com um exemplo de montagem utilizando dois microfones de 1/4 de polegada e um termômetro de haste. A Figura 3.4.c ilustra a seção com uma tomada de pressão estática e uma peça em T acoplada a um tubo de pitot para realizar a tomada de pressão total. A Figura 3.4.d, por fim, ilustra a seção lisa e o porta-amostra com uma das amostras de *liner* típico.

Houve preocupação com a interferência do escoamento nas conexões dos tubos da seção de fontes na região de teste, devido à possível geração de vórtices causados nas ramificações de entrada do sinal acústico. Tal problema foi constatado durante o comissionamento da bancada e a solução encontrada foi o projeto de uma tela metálica para reduzir a formação de vórtices na seção de alto-falantes, conforme a Figura 3.4.a. A tela identificada reduz a formação de vórtices e a perturbação do perfil de velocidade na seção reta, consequentemente reduzindo o ruído e a perturbação do escoamento.

Desde a saída do bocal até o difusor são 2,46 m de seção de teste com seção transversal se mantém com 40x100 mm de área livre. Por ser a região com menor área de seção reta da bancada é a com maior perda de carga devido à dissipação nas paredes e alta velocidade de escoamento. Pela baixa rugosidade superficial, possibilidade de visualização no interior da tubulação, facilidade de fabricação e custo, foi escolhido o acrílico como material para a fabricação destas peças. Entretanto, alguns cuidados quanto à fragilidade das peças e tolerâncias dimensionais durante ajustes e encaixes evidenciaram as desvantagens de uso deste material.

A Figura 3.5 ilustra o desenho da bancada realizado via CAD, onde a seção de testes encontra-se em destaque montada na condição *upstream*. O encaixe dos microfones é realizado por acopladores projetados especificamente para o projeto² e o encaixe dos tubos flexíveis que levam o som gerado pelos alto-falantes até a seção de fontes foi projetado de forma a facilitar a remoção ou reposição dos alto-falantes e consequente mudança de leiaute. Tais alto-falantes estão suportados por um carro tubular com rodízios que abriga também os amplificadores e o sistema de aquisição, permitindo fácil movimentação de todo o sistema para mudanças de configuração da seção de teste durante os ensaios, conforme ilustrado na Figura 3.6.

²Vide desenhos técnicos dos acopladores e demais peças da seção de teste no Apêndice A.

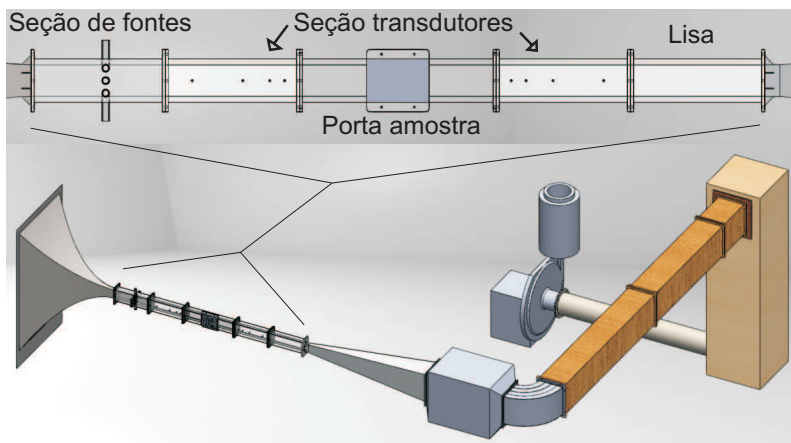


Figura 3.5 – Desenho da bancada projetada, com seção de teste detalhada na configuração *upstream*.

3.2.3 Difusor

Este elemento tem o objetivo de recuperar a pressão negativa imposta pela aceleração do fluido na seção de teste e com isso reduzir a perda de carga nos demais elementos da bancada. Além da função fluido dinâmica o difusor cria uma região de transição de impedância acústica entre a seção de teste e a seção de maior área. Seu projeto incluiu uma simulação numérica e uma avaliação semi-empírica da perda de carga baseada em literatura especializada de projeto de difusores. Os parâmetros importantes no projeto destes elementos são a razão de áreas de entrada e saída, o ângulo de abertura e o comprimento do difusor. A razão de aspecto também é importante na procura de valores experimentais de coeficiente de recuperação de pressão e o número de Mach sempre foi um parâmetro fraco para descrever a performance de um difusor (JAPIKSE; BAINES, 1998). Para altas razões de aspecto, o número de Reynolds não se mostra um parâmetro que influencia o coeficiente de recuperação de pressão segundo o autor citado.

Após realizar uma busca por curvas experimentais de recuperação de pressão e com a premissa de área de entrada, com 100x40 mm, e área de saída, com 350x500 mm; foram feitas modificações na geometria do elemento acompanhadas pela avaliação do ângulo de abertura e do comprimento do difusor no coeficiente de recuperação de pressão.



Figura 3.6 – Carro tubular com equipamentos.

O difusor foi projetado com $L = 1,6$ m de comprimento, $4,5^\circ$ de angulação de abertura (entre a parede lateral com maior dimensão e o eixo de escoamento), sendo a área da seção de saída 300×350 mm observando a melhor relação encontrada nas curvas experimentais para os números de Reynolds calculados para tubulação, velocidade de escoamento máxima prevista e razão de aspecto. A relação de áreas do elemento representa $AR = 26$ e a relação de comprimento por diâmetro hidráulico da menor seção é de $L/D_h = 28$.

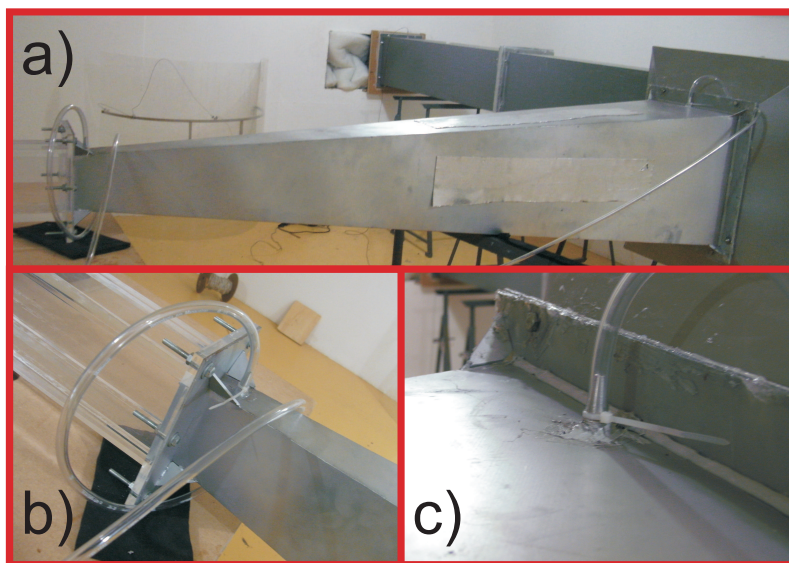


Figura 3.7 – Projeto e montagem do difusor.

A Figura 3.7 ilustra o difusor construído em aço 1020 a partir de chapas com 1 mm de espessura. A Figura 3.7.a ilustra a montagem da peça acoplada à esquerda na seção de teste e à direita no silenciador de área de seção livre. Nas quatro paredes externas foram colocadas tiras de material viscoelástico para atenuar a vibração e geração de ruído. A Figura 3.7.b ilustra a tomada de pressão estática realizada na entrada da peça e a fixação por 6 parafusos na flange. Já a Figura 3.7.c ilustra a tomada de pressão estática próxima à saída da peça. Tais tomadas de pressão foram utilizadas para medir o diferencial de pressão no difusor e estimar o coeficiente de recuperação de pressão experimental. A vedação na maior flange foi realizada por uma mufla de neoprene e selante de poliuretano cor cinza.

3.2.4 Silenciadores

A bancada conta com dois silenciadores. O de seção livre foi posicionado na terminação do difusor para minimizar a amplitude da onda sonora refletida na curva da tubulação, localizada logo após o difusor. Já o silenciador denominado chicane é um silenciador em madeira que direciona o fluxo através de um labirinto interno forrado com lã de rocha e o geotêxtil bidim de poliéster, que evita o rompimento da lã. O objetivo da chicane é evitar que o ruído do ventilador se propague dentro da tubulação, aumentando o ruído de fundo durante as medições.

3.2.4.1 Silenciador de seção livre

Este elemento é construído em aço 1020 com 1 mm de espessura e flanges reforçados. Sua seção livre interna contém 300x350 mm e a parede interna é revestida com lã de rocha apoiada em uma chapa moeda com porosidade de 50%. A vedação da peça foi necessária e a mesma apresentou uma performance conforme o esperado, apesar das chapas serem finas e se conformarem na presença de grandes diferenciais de pressão experimentados entre a parte interna e a externa do elemento.

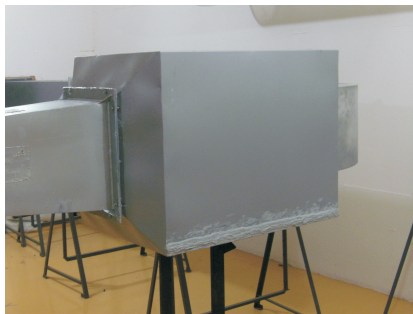


Figura 3.8 – Silenciador de seção livre.

Sugere-se que, futuramente, reforços estruturais ao longo das maiores chapas ou a utilização de chapas mais espessas, da ordem de 2 a 3 mm em aço. Tais melhorias minimizariam a deflexão das mesmas e a amplitude de vibração durante o uso.

3.2.4.2 Chicane

Este elemento foi reprojetoado com base no silenciador proposto por (HERMES, 2011) que calculou numericamente a perda de transmissão de uma peça de madeira naval com chapas de 25 mm de espessura, com um labirinto interno em formato de "S", revestido com lã de rocha de 96 kg/m^3 de densidade. Os valores previstos de perda de transmissão são de 90 dB em 1 kHz, baixando para 45 dB em 250 Hz e para 60 dB em 3 kHz. Tal elemento liga o encanamento que vai diretamente para o ventilador centrífugo à tubulação em madeira com seção de 300x350 mm que leva até o próximo silenciador de seção livre. O objetivo deste elemento é minimizar o ruído de fundo do sistema de geração de escoamento na seção de teste. O desenho técnico da peça encontra-se no Apêndice A.

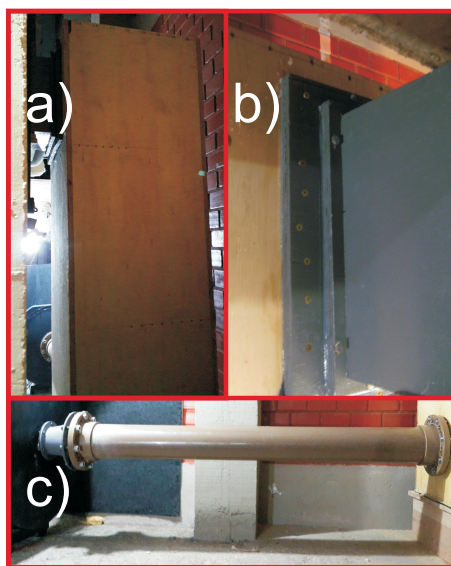


Figura 3.9 – Chicane.

A Figura 3.9.a ilustra a peça colocada na posição vertical³ de uso, com o ventilador ao fundo. A Figura 3.9.b ilustra o flange utilizado para conectar a tubulação de compensado naval no silenciador

³O desenho técnico da chicane e do silenciador de seção livre estão documentados no Apêndice A.

e abaixo na Figura 3.9.c a conexão ao ventilador centrífugo através de uma tubulação industrial de alta pressão em PVC. Tal ventilador necessitou ser especificado, primeiramente em relação ao ruído gerado nas dependências do laboratório. Portanto a seção seguinte apresenta o procedimento adotado para tal especificação.

3.3 SISTEMA DE GERAÇÃO DE ESCOAMENTO

Para definir os parâmetros deste sistema foi elaborada uma tabela de cálculo de perda de carga de cada elemento da bancada com suas características geométricas e de material. Foram consideradas condições normais de temperatura e pressão. Com essa estimativa de perda de carga, com os dados advindos da simulação numérica e informações dos fornecedores de ventiladores centrífugos foi possível especificar o ventilador utilizado na bancada. O resultado foi um sistema composto por um ventilador centrífugo ligado a um motor elétrico trifásico de 20 CV e controlado por um inversor de frequência instalado em um painel de controle devidamente instalado em local de fácil operação. O painel conta com filtros que impedem que o ventilador emita ruídos elétricos para a rede elétrica do laboratório e borneiras foram instaladas tendo em vista a conexão de transdutores para realização de controle automático. O sistema fornece cerca de $1920 \text{ m}^3/\text{h}$ de vazão e a pressão estática de operação projetada foi de 1120 mmCA, o equivalente a 10,98 kPa. Os detalhes da especificação do sistema estão nas seções seguintes.

3.3.1 Cálculo da Perda de Carga

O cálculo da perda de carga da bancada foi realizado assumindo escoamento interno viscoso, turbulento, incompressível, com rugosidade desprezível na seção de teste em acrílico. Para as peças a jusante ao difusor (considerando a direção do escoamento do bocal ao difusor), com área de seção transversal maior, foram feitas estimativas usando as teorias de perdas menores aplicáveis (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006). Entretanto, tais perdas foram estimadas analiticamente como somente 8% da perda total da bancada. Esses elementos considerados como perdas menores são os silenciadores, a curva (joelho), a tubulação em madeira naval e a tubulação em PVC que liga a chicane ao ventilador. Os elementos mais difíceis de prever o comportamento são o bocal

e o difusor. Para o bocal foi utilizada a hipótese de escoamento adiabático e isentrópico, em bocal convergente de contorno suave, subsônico, para um gás ideal com calores específicos constantes. Foi então calculado o diferencial de pressão no bocal Δp baseado no cálculo de p_1 através da expressão

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (3.2)$$

onde p_0 é a pressão de estagnação na entrada do bocal, p_1 é a pressão na saída do bocal, M_1 é a velocidade média em Mach do escoamento na saída do bocal e k é a constante de compressibilidade do fluido (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

Ao projetar o difusor, são sugeridos valores do ângulo de saída entre 3 e 5,5° que para uma certa razão de áreas chega-se a um ideal de ângulo de saída pelo comprimento do elemento de forma a maximizar o C_P para um valor o mais próximo possível do C_{Pi} . O C_P é determinado com base em curvas experimentais para condições específicas que geralmente englobam variação do número de Reynolds para geometria fixa, ou variação do Mach para o número de Reynolds fixo alterando a geometria e outras demais variações (JAPIKSE; BAINES, 1998). Para o cálculo do difusor, Japikse sugere o coeficiente de recuperação de pressão para os parâmetros de projeto entre 0,6 a 0,74, visto que o coeficiente de recuperação de pressão ideal é dado por

$$C_{Pi} = 1 - \frac{1}{AR^2}, \quad (3.3)$$

no caso em que a equação de Bernoulli é aplicável (JAPIKSE; BAINES, 1998). Esse índice oferece o percentual máximo que se consegue recuperar de pressão em uma expansão, como no caso do difusor, entretanto, os efeitos de turbulência e separação de camadas do fluido reduz esse coeficiente de forma a ser difícil atingi-lo. Na prática não foi possível achar um valor fixo para C_P baseado na literatura, portanto arbitrou-se o valor de 0,64, com base em curvas de recuperação de pressão experimentais documentadas, com parâmetros semelhantes aos do projeto do difusor, e dentro da faixa de operação pretendida. Pode-se então chegar ao valor de perda de carga teórica de projeto pela relação

$$h_{l_m} = (C_{Pi} - C_P) \frac{\overline{U_1}^2}{2}, \quad (3.4)$$

onde $\overline{U_1}$ é a velocidade do escoamento na seção de entrada do difusor

subsônico - menor área.

Assim, foi elaborada uma tabela com as perdas de carga previstas para cada elemento em separado (bocal, seção de teste, difusor, silenciador, curva, seções em madeira, chicane e tubo pvc). O somatório das perdas de carga na condição prevista para 0,4 Mach na seção de teste foi equivalente a 23,6 kPa. Ao desconsiderar o diferencial de pressão ocasionado pela aceleração do escoamento no bocal o valor cai para 10,7 kPa. No primeiro momento a equipe foi otimista ao desprezar as perdas de carga no bocal e não incluiu o diferencial de pressão necessário para aceleração do fluido para especificação do ventilador, o que posteriormente afetou a velocidade máxima atingida durante os ensaios, chegando-se somente a aproximadamente 0,3 Mach.

Os valores de perda de carga da seção em acrílico, do bocal e do difusor foram verificados experimentalmente na seção 4.3 e comparados com os valores de projeto estimados utilizado a formulação analítica para escoamento incompressível.

3.3.2 Ventilador

Foi necessária uma avaliação do ruído do ventilador que teve como objetivo prever o nível de ruído nas dependências do LVA e próximo às salas de aula, para então definir a máxima potência sonora do equipamento. A infraestrutura da bancada foi montada na reverberante câmara 1 do LVA, ilustrada da Figura 3.10.a pelo algarismo correspondente, onde também é possível observar a câmara reverberante 2 e as localizações do *hall* do Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) e das salas de aula. Na Figura 3.10.b foi realizado um corte, onde é observada a parte inferior à câmara reverberante 1 com seus quatro pés de apoio. O ventilador centrífugo e a chicane ficam, portanto, permanentemente instalados na parte de externa da câmara e interna à estrutura do prédio. A tubulação retangular em compensado naval conecta a chicane à curva metálica ao entrar na câmara reverberante 1 através de um furo também retangular ilustrado na Figura 3.10.a.

Tendo observado o posicionamento do elementos e dos possíveis reclamantes de ruído, foi utilizado o medidor de nível de pressão sonora para verificar o ruído de fundo (previamente existente) nas dependências do laboratório e próximo às salas de aula do CTC. O procedimento adotado para estimar o impacto da implantação do ventilador foi:

- a) realizar emissões de ruído branco com o objetivo de estimar a perda de transmissão oferecido pelas paredes do local onde se localizaria o

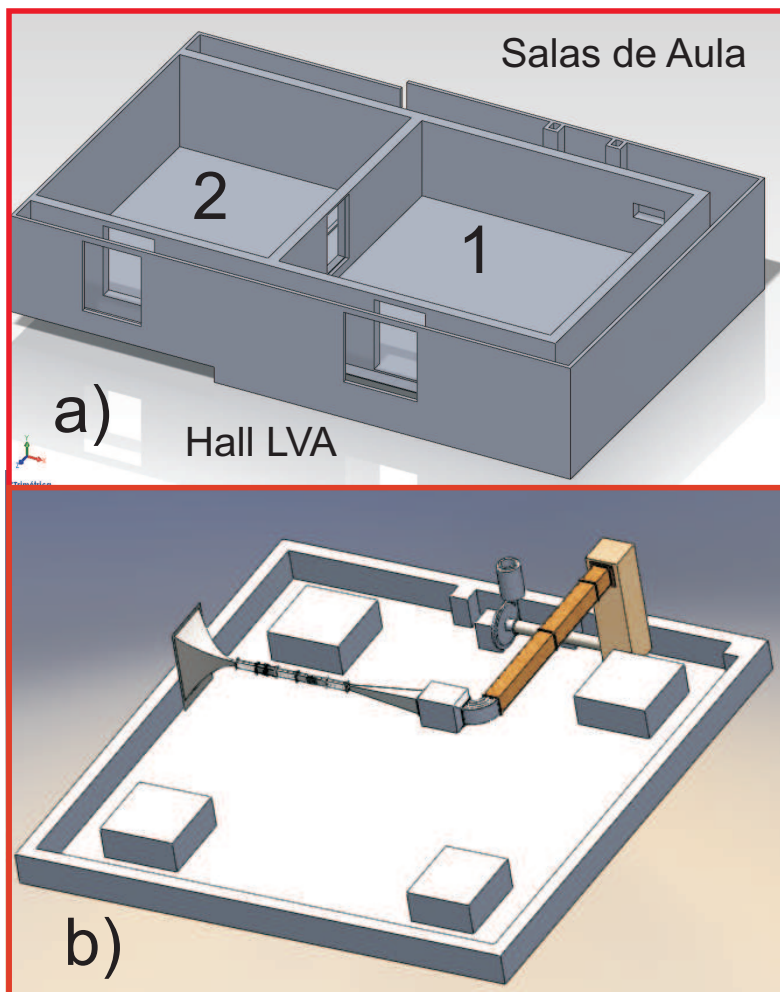


Figura 3.10 – Infra-estrutura do LVA e Projeto da Bancada.

ventilador;

- b) baseado na NBR 10.152 verificar o valor máximo aceitável para a finalidade de salas de aula e laboratórios (50 dBA, e para circulação é de 55 dBA);
- c) medir o ruído de fundo a 1 metro da janela das salas de aula sem a atividade da bancada (52,7 dBA) e na circulação do LVA (48,6 dBA)
- d) simular ruído do ventilador, através de um alto-falante emitindo ruído branco (ruído aleatório com mesma distribuição de energia no espectro, similar a um ruído de escoamento) na posição de instalação, e medi-lo a 1 metro das salas de aula (53,5 dBA) e no Hall do LVA (49,3 dBA);
- e) utilizar o mesmo ganho aplicado ao alto-falante no passo anterior, porém agora em câmara anecóica e obter o nível de pressão a 1 metro de distância (90 dBA).

Este último dado foi então utilizado para definição da especificação de ruído do ventilador. Para tal, seria necessário colocar um silenciador na exaustão do ventilador, conforme indicado pelo fornecedor, o qual se responsabilizou pelo projeto e atendimento à especificação de 90 dBA a 1 metro de distância do equipamento.

A especificação completa foi realizada com base nas dimensões físicas, vazão estimada, perda de carga suportada, peso e preço. Foram avaliados sete fornecedores com equipamentos distintos e com as mesmas especificações de vazão e capacidade de carga. Para atender às especificações foi eleito um modelo nacional com capacidade para atuar com perdas de carga de $10,9 kPa$ e $1920 m_3/h$ de vazão sob sucção. O ventilador selecionado conta com um flange de sucção com 200 mm de diâmetro e o flange de descarga está ligado a um silenciador construído com lã de vidro e aço com o intuito de emitir até 90 dBA de ruído a um metro de distância de acordo com o estudo apresentado na seção 3.3.2. O ventilador pesa 380 kg e é fabricado em aço SAE-1020 com o eixo em aço SAE-1045 e com pás retas, dá a partida em 9 segundos e possui um rendimento de 57,5%. A Figura 3.11 ilustra o desenho técnico do ventilador projetado e adquirido para uso na bancada. As dimensões ilustradas estão em milímetros.

Para garantir tal requisito foram realizadas medições no local para estimar o nível de ruído máximo aceitável e posteriormente foram

feitas novas medições para verificar se os níveis não seriam prejudiciais às demais atividades do centro tecnológico, conforme seção 3.3.2.

3.4 INSTRUMENTAÇÃO

Esta seção enumera os equipamentos e transdutores utilizados na instrumentação e suporte da bancada. Mais detalhes técnicos podem ser observados nos anexos correspondentes às folhas de dados de cada equipamento. Foram usados⁴:

- a) 8 alto-falantes de compressão *Harman/Selenium* modelo D4400Ti de 40 W RMS em 8 Ohms;
- b) 8 microfones de pressão Bruel & Kjær modelo 4944-A de 1/4" com cabos;
- c) 4 amplificadores de potência Bruel & Kjær modelo 2716 com 35 W RMS em 8 Ohms;
- d) 1 transdutor de pressão diferencial portátil Kimo modelo MP-200;
- e) 2 transmissores diferenciais de pressão Kimo modelo CP-113;
- f) Sistema de aquisição National Instruments PXIe-1073 com 24 bits, 1 módulo NI 4498 e 1 módulo NI 4461;
- g) Sistema de aquisição PULSE Bruel & Kjær 3560 número de série 2423230 e software PULSE Labshop versão 10.1;
- h) 2 PCs com 8 GB de memória RAM;
- i) Software *Labview Academic Site License* LabVIEW;
- j) 1 termômetro de haste.

3.5 SOFTWARE DE OPERAÇÃO E CONTROLE

O desenvolvimento de um software de controle se tornou necessário devido à grande quantidade de transdutores, equipamentos e sinais sendo monitorados simultaneamente. A ferramenta foi então desenvolvida pela equipe do projeto utilizando LabVIEW que é conhecida como linguagem "G" de programação (MASSON, 2013). Tal linguagem oferece

⁴Vide folhas técnicas no Anexo A

versatilidade na customização da solução, facilidade de integração ao hardware selecionado e possibilidade de execução paralela de atividades, além de ser de fácil manutenção e escalabilidade. O objetivo geral da ferramenta é configurar e automatizar o procedimento de medição de forma que seja possível organizar os dados advindos do processo em arquivos de fácil leitura e exportação para outros formatos. O principal interesse da equipe durante o desenvolvimento foi o de reduzir o tempo de medição e obter arquivos das medições no domínio do tempo e no domínio da frequência.

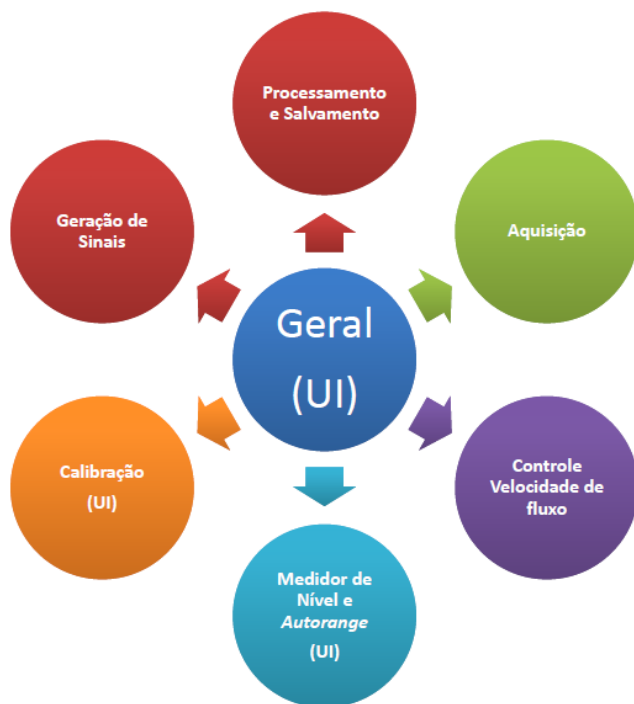


Figura 3.12 – Representação das funções macro do *software* (MASSON, 2013).

A Figura 3.12 ilustra a organização dos sete módulos desenvolvidos de forma que o módulo central geral é o que possui a interface com o usuário (UI-*User Interface*) e recebe os comandos e tarefas que são distribuídos para os outros módulos.

De maneira geral, a interface inicia solicitando informações referentes ao *hardware*. São inseridas informações de placas utilizadas, número de canais, tipo de transdutores, sensibilidade dos transdutores em suas referentes unidades de medida e constantes iniciais. O usuário configura então as opções de aquisição como taxa de amostragem e número de amostras. Pode-se realizar configurações de processamento de sinais no domínio da frequência para visualização e salvamento de curvas obtidas pela Transformada Rápida de Fourier - *Fast Fourier Transform* (FFT) - e por fim realizam-se configurações e ajustes referentes ao ensaio: calibração de sensibilidade dos transdutores, tipos de sinais de excitação e velocidades de escoamento desejadas.

Uma rotina de automação de ensaio foi configurada para realizar a medição de uma determinada configuração alterando automaticamente os parâmetros: do tipo de sinal, do nível de sinal de entrada e da velocidade do escoamento. O sistema ajusta automaticamente o valor de entrada, alterando a faixa dinâmica para evitar ceifamento (*overload*) de sinais e consequente distorção nos dados medidos.

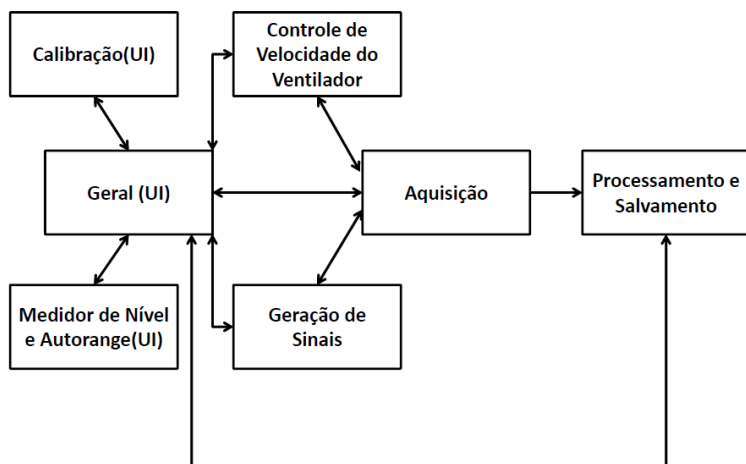


Figura 3.13 – Diagrama de módulos (MASSON, 2013).

Na Figura 3.13 as flechas indicam o fluxo e a direção das trocas de informação através dos módulos. A arquitetura produtor/consumidor foi utilizada de forma a minimizar falhas durante o processamento ou durante uma parada inesperada. Essa arquitetura permite também a escalabilidade e gerenciamento dos módulos de maneira mais eficiente.

Mais informações sobre o software e o procedimento de validação podem ser obtidas de Masson (MASSON, 2013).

4 COMISSIONAMENTO

Neste capítulo será abordado o procedimento utilizado para comissionar a bancada desenvolvida. O ruído e a vibração decorrentes tanto do escoamento quanto das fontes sonoras com diferentes tipos de sinais serão ilustrados, assim como os dados de perda de carga da bancada. Os ensaios foram conduzidos durante as campanhas que ocorreram em dois momentos distintos, em condições e configurações ilustradas na primeira seção. Depois serão abordados os ensaios de escoamento que contemplam a determinação da velocidade de escoamento, utilizando o tubo de Pitot com tomada de pressão dinâmica e uma tomada de pressão estática na parede do duto. O procedimento de calibração do sistema de geração de escoamento será abordado, tendo em vista a elaboração de uma curva que permite o controle de velocidade automático, somente sendo necessário elaborar um roteiro de medição. Na sequência, serão apresentados os dados de perda de carga, ruído de fundo e da avaliação das fontes sonoras e tipos de sinais de excitação. As demais seções abrangem a avaliação da relação sinal-ruído, o cálculo do coeficiente de reflexão e da impedância da terminação da seção de testes e, por fim, são tecidas algumas conclusões a respeito dos ensaios e dados obtidos.

4.1 CONDIÇÕES AVALIADAS

Esta seção descreve as diferentes configurações montadas e instrumentadas durante o processo de comissionamento. Cada qual com um objetivo específico.

4.1.1 Configuração para ensaios de escoamento

A configuração utilizada para esse conjunto de medições teve o objetivo de estimar a velocidade média de escoamento na seção de teste, o ruído de fundo e a vibração induzidos por tal escoamento. Os ensaios valeram-se de paredes rígidas e sem a seção de alto-falantes durante a medição da estimativa de velocidades. Tais ensaios também permitiram a comparação do método de varredura do perfil utilizando tubo de Pitot com o método acústico para determinação da velocidade de escoamento, descrito na seção 2.2.5. O esquema ilustrado na Figura

4.1 ilustra a configuração utilizada em tais ensaios.

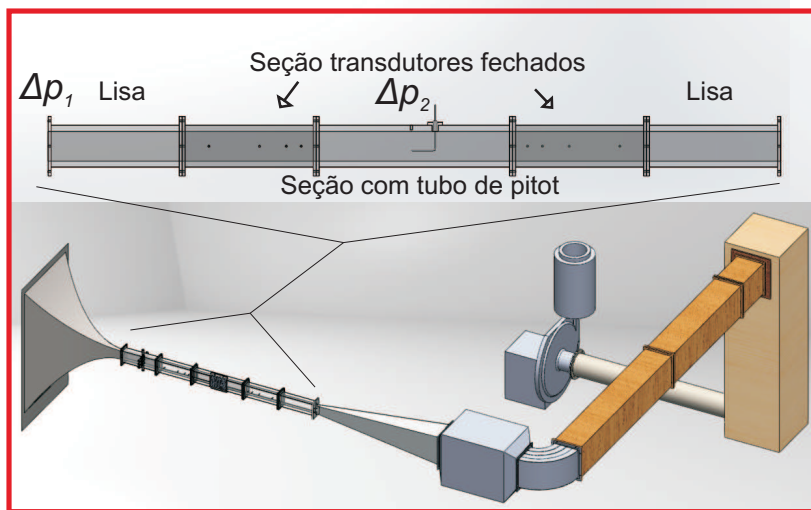


Figura 4.1 – Configuração para ensaios de escoamento

O diferencial de pressão Δp_1 ilustrado na Figura 4.1 diz respeito à medição realizada entre a pressão atmosférica de estagnação coletada na câmara reverberante 2 e a pressão estática ao fim do bocal, conforme ilustrado anteriormente na Figura 3.3.c. O Δp_2 refere-se à medição de pressão diferencial entre a pressão estática na seção de teste e a pressão total medida no tubo de Pitot.

4.1.2 Configurações de investigação das fontes de ruído

As três configurações ensaiadas foram montadas com o objetivo de avaliar o ruído de fundo e as possíveis fontes geradoras de ruído para tentar minimizá-las e assim obter melhores medições com amostras de *liners*. A Figura 4.2 ilustra as configurações, posicionamento e numeração dos microfones. A direção de escoamento se dá no sentido da esquerda para a direita, e a seção de teste ilustrada nas configurações está ligada à esquerda pelo bocal e à direita pelo difusor. O microfone 1 da configuração ilustrada na Figura 4.2.a está localizado próximo à entrada do difusor. Já o microfone 1 da configuração ilustrada na Figura 4.2.b está localizado aproximadamente na posição onde estaria o bordo de entrada da amostra de *liner* ensaiada. Este mesmo microfone 1 da Figura 4.2.b coincide com o microfone 2 da Figura 4.2.c. O microfone 1 da Figura 4.2.c está localizado na posição onde estaria o bordo de saída do *liner* e o microfone 3 da Figura 4.2.c está localizado próximo à saída do bocal, na região de entrada de ar.

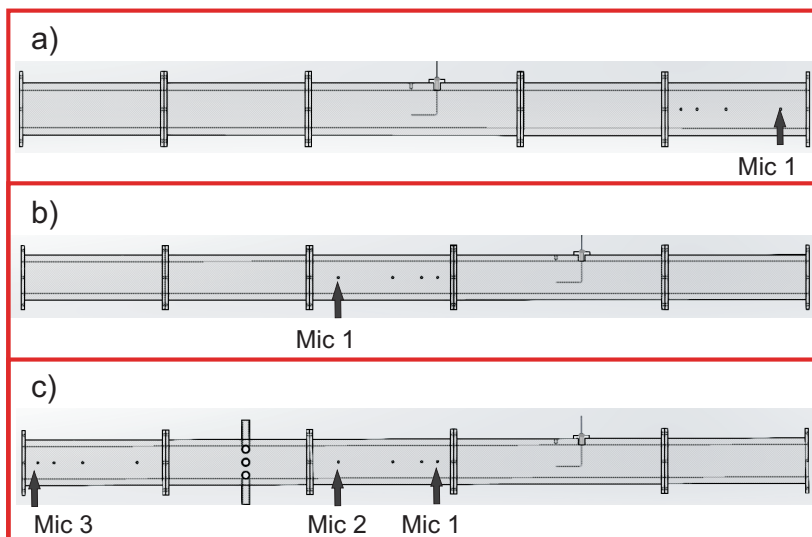


Figura 4.2 – Configurações de investigação

O objetivo de medir o ruído em três configurações é avaliar o comportamento do ruído em decorrência: da posição ao longo da seção de teste, da variação de velocidade de escoamento e da inserção de

elementos como a seção de fontes.

4.1.3 Configuração para ensaios de amostras de *liners*

As medições com amostras de *liners* foram realizadas em dois momentos distintos, em duas campanhas de ensaios. Cada qual foi realizada com um número diferente de microfones na seção de teste e também em diferentes posições. O objetivo foi avaliar a versatilidade do método de determinação de impedância 2PM em conjunto com a avaliação da robustez da bancada, a repetibilidade e confiabilidade dos resultados obtidos. Seis microfones foram utilizados em cada campanha, sendo quatro na seção de teste e dois na seção em madeira durante a primeira campanha, e todos os seis na seção de testes durante a segunda campanha, conforme ilustra a Figura 4.3. Na primeira campanha somente se dispunha da amostra A.

Observa-se na parte superior da Figura 4.4 a primeira campanha realizada, onde dois microfones de cada lado foram posicionados na face oposta à face com a amostra inserida no duto. Na parte superior é possível identificar que três microfones foram posicionados de cada lado da amostra, sendo que os mesmos foram colocados na mesma face que a amostra no duto. Observa-se também que na segunda campanha foi realizada a vedação da amostra com o uso de silicone na cor branca.

Em ambas as campanhas as membranas dos microfones foram alinhadas com a parede do duto (*flush mounted*). O posicionamento de todos os microfones na porção central da face foi escolhida para evitar a medição de um alto nível de pressão sonora em decorrência da ressonância do primeiro modo acústico transversal (frequência de corte). Entretanto, considerou-se importante avaliar o efeito de tal modo ao utilizar métodos de determinação da impedância acústica que contabilizam os efeitos dos modos de alta ordem.

Os ensaios com cada amostra foram realizados nas configurações com a seção de fontes a montante e a jusante da amostra. Foram elencadas duas amostras, de um conjunto de cinco ensaiadas, para serem apresentadas e discutidas neste trabalho. Tais amostras estão ilustradas na Figura 4.5 contam com $POA = 6,07\%$, colmeia com 19,2 mm de altura, 9,52 mm de tamanho da célula e chapa perfurada com furos de 2 mm de diâmetro. A amostra na Figura 4.5.a foi fabricada pela própria equipe com furação realizados em uma furadeira de bancada e com uma chapa de alumínio de 2 mm de espessura, tendo a chapa rígida de aço 1020 ao fundo, nomeada neste trabalho de amostra "A". Já a

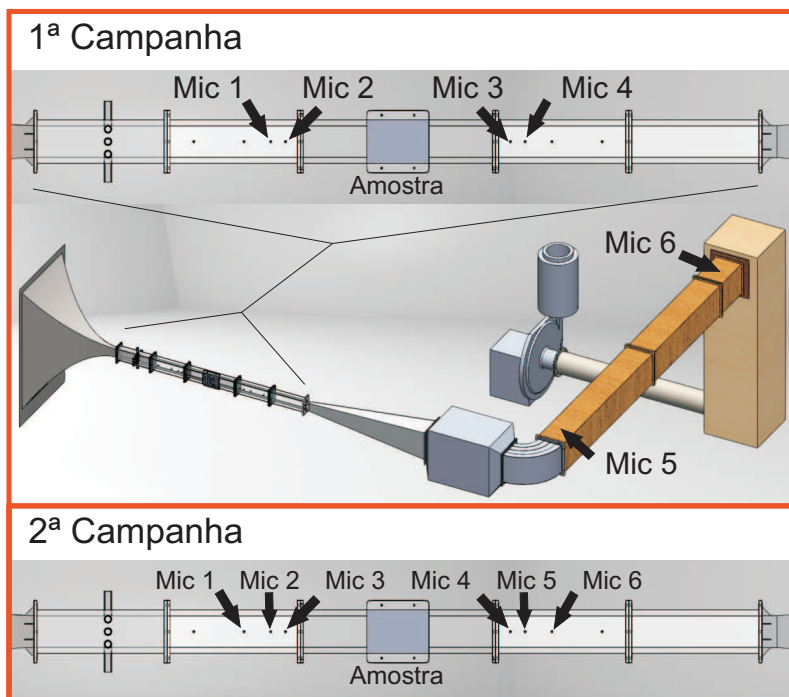


Figura 4.3 – Posicionamento dos microfones nas duas campanhas de ensaios com amostras de *liner*

amostra "B", ilustrada na Figura 4.5.b, foi fabricada por uma empresa de aviação brasileira e conta com uma chapa perfurada e outra rígida ao fundo, ambas em alumínio com 0,81 mm de espessura.

A Figura 4.6 ilustra alguns outros detalhes de montagem do experimento que englobam: a utilização de um termômetro de haste, o posicionamento dos microfones e posicionamento dos alto-falantes.

Para cada configuração com as amostras foi realizada uma bateria de ensaios utilizando sinais de ruído branco e de tons puros de 0,5 a 3,0 kHz com intervalo de 500, 100 e 20 Hz em três rodadas respectivamente. Cada bateria de ensaios foi realizada para uma velocidade de escoamento estimada na seção de testes e na posição da amostra. Para atrelar o valor da velocidade média com o parâmetro de frequência enviado ao motor, que controla o ventilador, foi necessária uma calibração do sistema e uso de um controle proporcional responsável por compensar eventuais perdas ocasionadas por vazamentos do sistema,

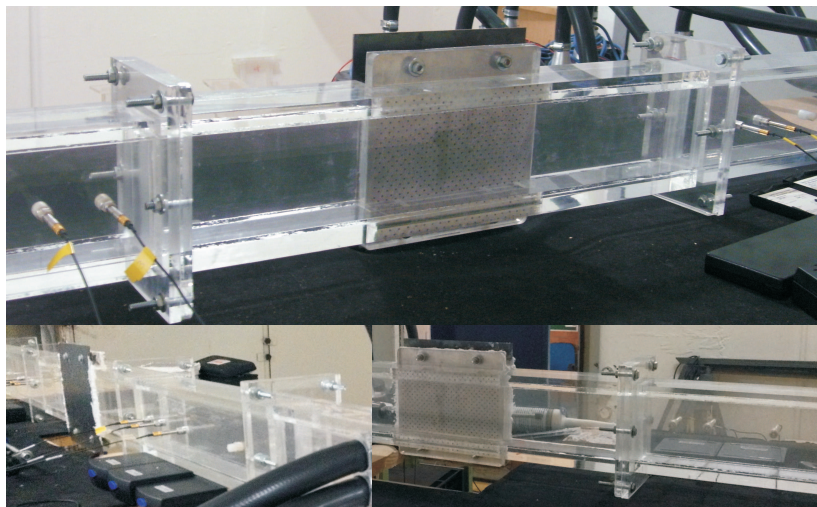


Figura 4.4 – Montagem da instrumentação das campanhas de medição

conforme descrito na seção 4.2.2.

4.2 MEDIÇÃO DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO

Neste conjunto de medições foram utilizados transmissores de pressão diferencial que obtiveram as pressões diferenciais entre o tubo de Pitot inserido no duto e a tomada estática na parede mesmo, na mesma posição do tubo de Pitot ao longo do eixo z de comprimento do duto. Os transmissores possuem 1,5% de precisão de leitura e foram configurados para transmitir dados ao sistema de aquisição. A configuração utilizada nestas medições foi a descrita na seção 4.1.1.

4.2.1 Método utilizando tubo de Pitot

Utilizando este método mediu-se o diferencial de pressão para diferentes posicionamentos do tubo de Pitot ao longo da seção transversal. Para cada ponto de medição foram realizadas médias temporais, permitindo coletar o diferencial de pressão médio e o desvio padrão durante 40 segundos à taxa de 35 amostras/segundo.

Cada dado de pressão diferencial com seu respectivo desvio pa-

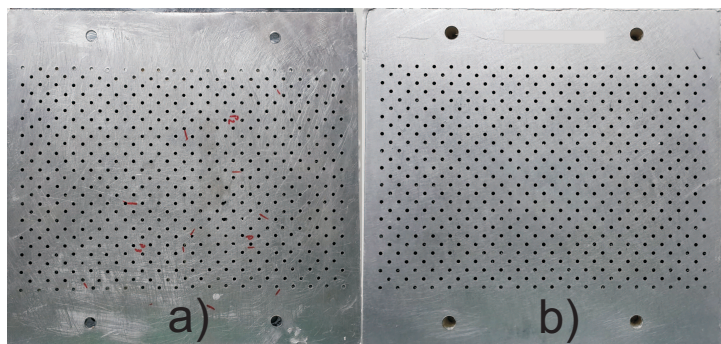


Figura 4.5 – Amostras de *liner* típico

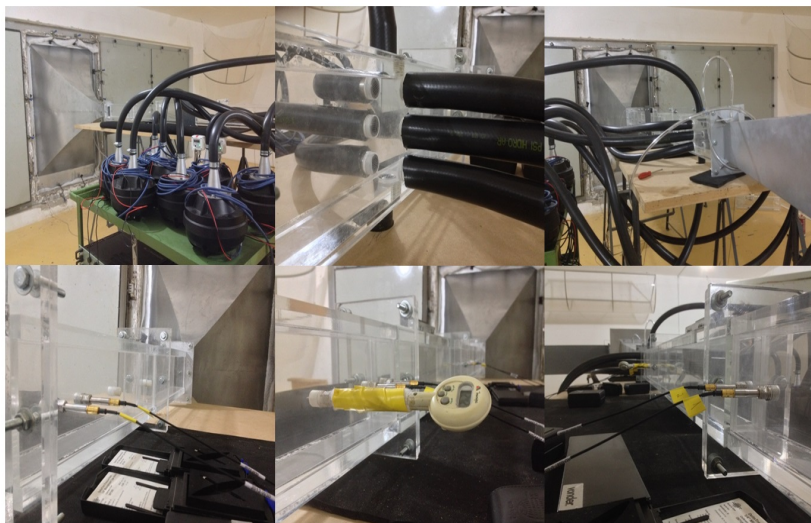


Figura 4.6 – Detalhes da montagem e instrumentação para ensaio de *liner* típico

drão foi armazenado e posteriormente foi realizado o cálculo de velocidade média de escoamento e variação estatística em relação a essa média, valendo-se dos desvios padrão medidos. A velocidade em cada ponto foi calculada utilizando-se a equação de Bernoulli, dada por

$$\frac{\Delta p_2}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante}, \quad (4.1)$$

sendo Δp_2 o diferencial de pressão medido entre a tomada de pressão estática e a tomada de pressão total obtida com o tubo de Pitot, g a gravidade, z a cota de elevação e V^2 a velocidade no centro da tubulação. Considerou-se o sistema em regime permanente sem vazamentos e portanto conservando a massa do escoamento, sendo o escoamento incompressível e sem atrito e ao longo de uma linha de corrente. Devido à impossibilidade de medição de velocidades próximas à parede e as mesmas serem fabricadas em acrílico, que possui baixa rugosidade, o emprego da equação de Bernoulli é razoável e arbitrou-se valores nulos de velocidade na parede para melhor representação gráfica (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

Como a bancada foi projetada sem elevação, pode-se também desprezar o terceiro termo da Equação 4.1, isolar a velocidade e calculá-la a partir do dado de pressão diferencial capturado pelo transmissor de pressão ligado ao tubo de Pitot e a tomada de pressão estática, obtendo

$$V = \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho}}. \quad (4.2)$$

Ao final da medição de uma quantidade de pontos da seção transversal em uma certa velocidade de escoamento, alterava-se a velocidade a partir de um comando no painel inversor, o qual atuava diretamente no motor acoplado ao ventilador. Foram realizados ao todo, conjuntos de medições com 16, 20, 25 e 30 pontos coletados na seção transversal. Optou-se por trabalhar com diferentes quantidades de pontos de medição para avaliar a forma do perfil de velocidades e a influência no cálculo da velocidade média da seção.

Após essa coleta de dados, foi organizada uma planilha com os dados e calculada a velocidade média de escoamento da seção transversal analisada. Obteve-se, portanto, uma média aritmética composta pela velocidade média temporal de cada ponto que compunham a malha medida na seção transversal. Assim, para cada conjunto de pontos medidos em uma malha, obteve-se um perfil de velocidades e uma velocidade média que representa o perfil. A quantidade de pontos utilizada

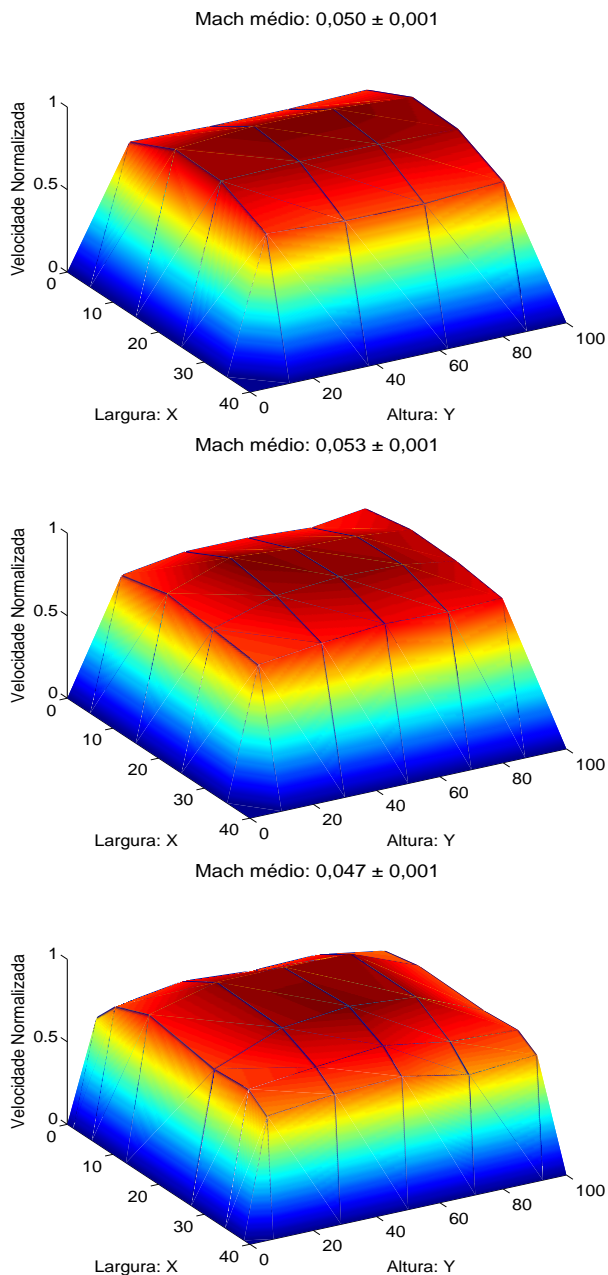


Figura 4.7 – Perfis de velocidade com 16, 20 e 30 pontos

neste cálculo foi então avaliada.

As velocidades médias calculadas apresentaram desvios estatísticos de 1 a 2%, dependendo da magnitude de velocidade do escoamento e do número de pontos de medição na seção transversal. O perfil de velocidades medido se alterou significativamente dependendo destes mesmos fatores. Já o desvio padrão medido em cada ponto se mostrou na ordem de 4% em relação a magnitude medida. Já no cálculo da velocidade média pontual o erro ficou no máximo em 10^{-3} Mach.

Os gráficos ilustrados na Figura 4.7 ilustram os perfis de velocidade calculados e normalizados pela maior velocidade encontrada no perfil, utilizando 16, 20 e 30 pontos de medição respectivamente. Observa-se que o perfil de velocidades com uma maior discretização ao longo da maior dimensão, com 100mm, ofereceu uma melhor representação do perfil de velocidades nesta direção. Entretanto, o valor da velocidade média calculada, ao utilizar uma malha mais refinada de pontos próximos a parede, não se mostrou representativa, devido ao fato da utilização de uma média aritmética sem ponderação, com todos os pontos. Para obter-se uma boa representação do perfil de velocidades e da velocidade média do mesmo é necessário que cada ponto de medição seja equivalente a velocidade média de uma área de igual tamanho, ou seja, a malha de conter pontos igualmente espaçados os quais são centros de cada pequena área da malha. Para atingir uma quantidade de pontos de medição suficiente para representação do perfil de velocidades e para conseguir uma boa representação de um perfil da linha de centro, foi elaborada uma malha com 25 pontos igualmente espaçados e com 5 pontos extras na linha de simetria ao longo da maior dimensão. Tais pontos extras não são contabilizados no cálculo da média aritmética para obter a velocidade média da seção, entretanto auxiliam na representação do perfil da linha de centro. Tal malha está ilustrada na Figura 4.8.

Com essa nova malha foi possível avaliar a velocidade média baseada no perfil de velocidades na linha de centro da seção, também chamada de $Mach_{set}$, utilizada por alguns autores para representar a velocidade da seção no cálculo da impedância utilizando um fator de correção (JONES; WATSON; NARK, 2010). A velocidade média em tais perfis da linha de centro apresentaram valores 9% maiores que a velocidade média calculada com base em todos os pontos da malha mensurada (exceto os 5 pontos extras na linha de centro), utilizando a média aritmética em ambos os casos.

A Figura 4.9 ilustra os perfis de velocidade medidos na linha de centro para três velocidades distintas em uma mesma seção transversal.

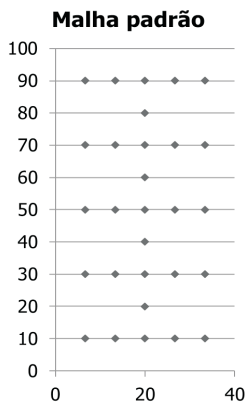


Figura 4.8 – 25 pontos de medição + 5 pontos centrais

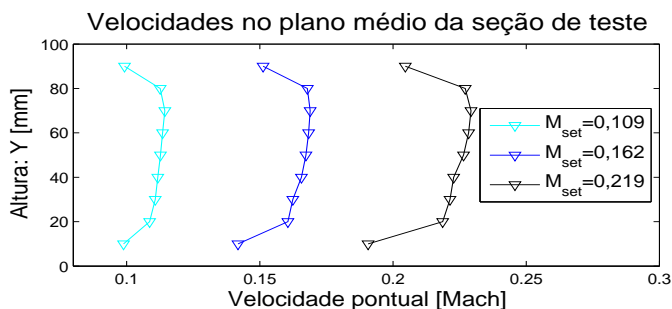


Figura 4.9 – Medições de Velocidade na linha de centro

Fica evidente que a curva de velocidade mais baixa, com $Mach_{set} = 0,109$ à esquerda, é mais achatada. Por outro lado, o perfil $M_{set} = 0,219$ apresenta velocidades mais baixas nos pontos mais próximos à parede, comportamento típico de um escoamento em desenvolvimento.

A Figura 4.10 ilustra a medição dos perfis de velocidade na linha de centro. Compara-se então as medições experimentais em preto, com barra de variação estatística considerando três desvios padrão, em relação ao perfil analítico de escoamento turbulento com lei da potência $1/7$ para placa plana. A equação analítica do perfil é dada por

$$\frac{u}{U} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7}, \quad (4.3)$$

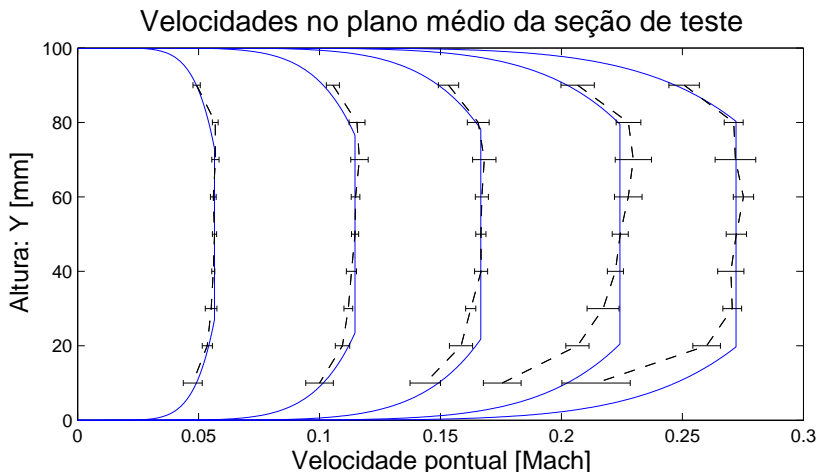


Figura 4.10 – Avaliação da velocidade na linha de centro do duto: linha pontilhada representando os valores experimentais de velocidade com barra de erro estatístico de 3 desvios padrão e linha azul cheia representando o perfil analítico usando a lei da potência.

onde U é a velocidade de referência na posição do espaço onde os efeitos de cisalhamento do fluido não são mais percebidos (fora da camada limite de espessura δ), u é a velocidade do ponto dentro da camada limite na posição y distante da placa plana (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006). A velocidade experimental no centro da tubulação foi usada como referência para o cálculo da curva analítica dada pela Equação 4.3. Os pontos medidos entre 10 e 30 mm no eixo y apresentam-se pouco confiáveis devido a medição experimental divergir da curva analítica. A hipótese de vibração induzida pelo escoamento no tubo de Pitot é a mais provável para explicar o ocorrido, visto que o Pitot foi engastado na parte superior da tubulação ($y = 100 \text{ mm}$). Assim, em valores mais baixos de y as forças do escoamento causaram um momento fletor variável e de maior magnitude do que ocorre em altos valores de y . Portanto, o tubo de pitot não capturou a velocidade normal ao plano do perfil de velocidades, estando inclinado e oscilando ao longo do tempo de medição. Tal hipótese é reforçada pela maior dispersão estatística no ponto $y = 10 \text{ mm}$. O efeito de bloqueio do tubo de Pitot não foi analisado, devido ao pequeno diâmetro do tubo de Pitot e a dificuldade de medição próxima à parede.

4.2.2 Calibração do sistema medidor de velocidade

Tendo definido os parâmetros de medição de velocidade para utilização do tubo de Pitot, foi realizada uma calibração do sistema utilizando a mesma configuração da seção anterior. Porém, simultaneamente à medição de velocidade na posição da amostra foi medido o diferencial de pressão estática no bocal convergente. Tal procedimento buscou estabelecer uma curva relacionando a pressão estática no bocal com a velocidade de escoamento na seção transversal da seção de testes. O objetivo final é utilizar esta curva para, com base em dados de pressão estática no bocal, definir a rotação do ventilador e com isso atingir a velocidade de escoamento desejada de maneira automática. Isto é necessário pois o tubo de Pitot não estará presente nas medições com amostras de *liners*, o que poderia perturbar o escoamento e/ou o campo acústico por ser um elemento invasivo.

De acordo com a definição da malha de pontos de medição foram então realizadas medições em doze diferentes velocidades de escoamento. Portanto, foram gerados doze diferentes perfis de velocidade e doze valores de pressão estática médios no bocal.

A Figura 4.11 ilustra a oscilação de pressão diferencial medida no bocal ao coletar a pressão na câmara reverberante 2 e no final do bocal (seção transversal mais próxima à seção de teste). São apresentadas medições ao longo de nove segundos com taxa de aquisição de 100 amostras por segundo. Fica evidente a oscilação em torno do valor médio, sendo que o desvio padrão medido é menor para a situação com baixa velocidade de escoamento, em relação a situação com maior velocidade. A provável origem da oscilação se dá por componentes transversais de velocidade que variam o módulo durante o tempo, o que sugere um escoamento com certo grau de turbulência.

Já na Figura 4.12 observa-se a dispersão dos valores de velocidade medidos ao longo da seção de teste com o tubo de pitot para cada vazão imposta ao sistema. Observa-se aumento da dispersão com o aumento da velocidade de escoamento, da mesma forma que observado nas medições do diferencial de pressão no bocal.

As linhas horizontais pretas representam o diferencial de pressão médio no bocal para cada conjunto de dados relativos ao perfil de velocidades em certa rotação do ventilador. Desta forma, o par velocidade média para cada perfil combinada ao valor médio de diferencial de pressão no bocal permitiram calcular a curva de calibração vermelha. As curvas amarelas representam a curva de calibração utilizando a dispersão de um desvio padrão médio, calculado a partir dos desvios padrão

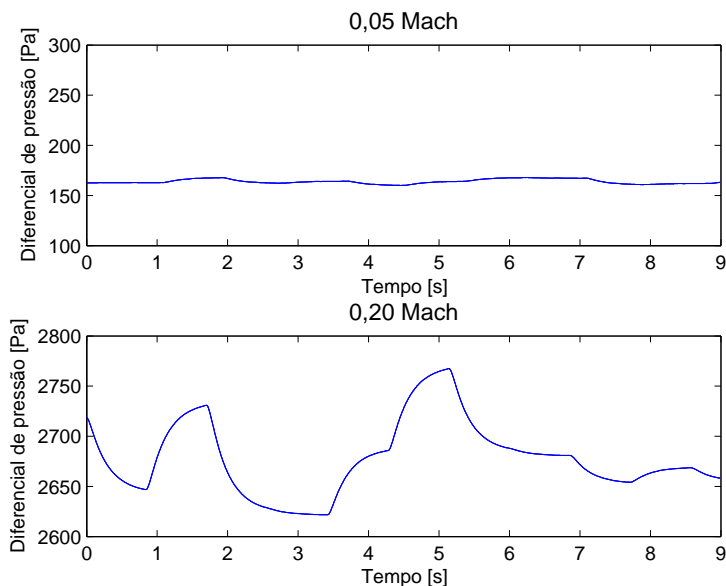


Figura 4.11 – Medição temporal de diferencial de pressão no bocal para diferentes velocidades

de cada ponto de medição para uma dada velocidade de escoamento.

Por fim, para verificar que os valores médios de diferencial de pressão no bocal estavam adequados, foi realizada uma validação da curva de calibração experimental com curvas analíticas considerando escoamento incompressível e compressível. A consideração de escoamento incompressível utiliza a equação de Bernoulli dada pela Equação 4.1 e a consideração de regime compressível utiliza a (3.2). Tal validação é representada na Figura 4.13, onde observa-se uma boa correlação entre as curvas, sendo que a curva experimental conta com uma barra de erro de três desvios padrão, portanto contemplando cerca de 99% dos dados com desvios estatísticos, no caso das medições obedecerem uma distribuição normal de probabilidades.

4.3 MEDIÇÃO DA PERDA DE CARGA

Para realização destas medições foram utilizadas as três diferentes tomadas de pressão, localizadas na saída do bocal, na entrada e na

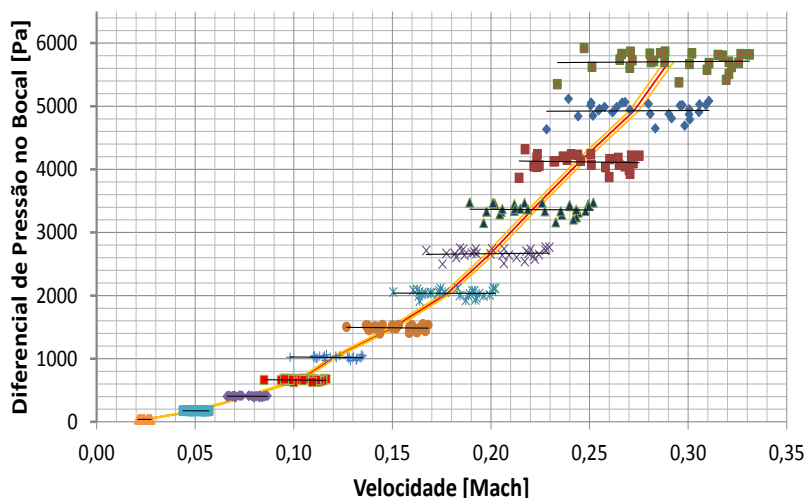


Figura 4.12 – Calibração experimental de velocidade de escoamento

saída do difusor, conforme ilustrado na Figura 3.3.c, Figura 3.7.b e Figura 3.7.c respectivamente. O esquema ilustrado na Figura 3.2 auxilia na localização dos pontos de pressão estática medidos. Optou-se então por medir o diferencial de pressão experimentado em cada elemento para diferentes velocidades de escoamento. Estas últimas, medidas em paralelo com o método de varredura do perfil utilizando o tubo de Pitot. A Tabela 4.1 ilustra a comparação dos erros relativos entre os cálculos analíticos utilizando as considerações já colocadas e os valores de perda de carga medidos na tubulação para diferentes velocidades de escoamento na seção de teste. Ao comparar os valores teóricos (de projeto) de diferencial de pressão com os valores experimentais medidos na bancada observa-se que o coeficiente de recuperação de pressão teórico foi muito otimista e ofereceu valores de diferencial de pressão subestimados em relação às medições. Entretanto, ao somar as perdas de carga experimentais de todos os elementos da bancada obteve-se valores de diferencial de pressão próximos aos teóricos para a faixa de velocidade avaliada.

O projeto da bancada para especificação do ventilador foi realizado de acordo com os cálculos teóricos de perda de carga e vazão, desconsiderando-se as perdas e diferenciais ocasionados no bocal. Por-

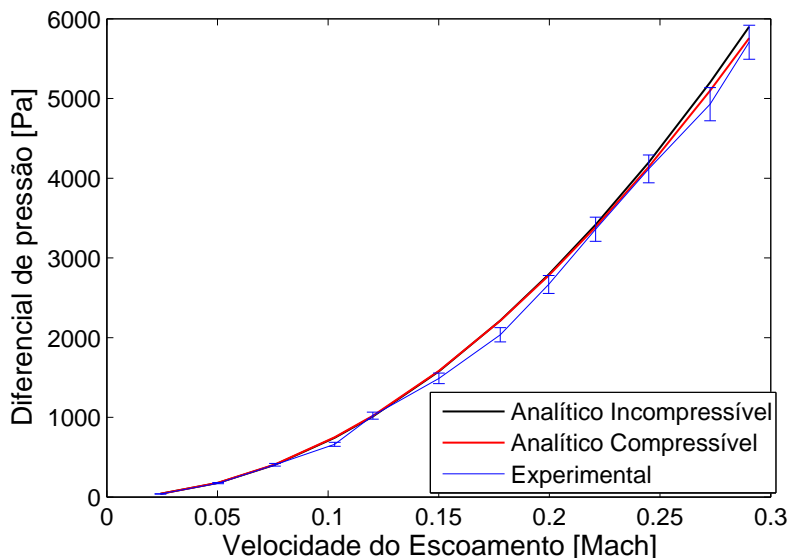


Figura 4.13 – Validação da curva de calibração no bocal

tanto, o ventilador foi especificado para atender a 10,9 kPa de pressão diferencial. O valor obtido experimentalmente na rotação máxima foi de 12,3 kPa, conforme ilustrado na Tabela 4.1, somente para os três elementos da bancada somados e ilustrados na Tabela 4.1. Conclui-se, portanto, que o ventilador está atendendo à especificação técnica, entretanto só é possível obter 0,3 Mach na seção de teste, devido a desconsideração dos diferenciais de pressão necessários para aceleração do escoamento no bocal, durante a fase de projeto. Desta forma, não foi possível chegar à velocidade média de 0,4 Mach na seção de teste. Para tal, seria necessário uma bomba de vácuo de alta pressão e de maior porte, o que não seria viável devido ao espaço físico disponível para a alocação do equipamento. Cabe salientar que durante os ensaios com o *liner* típico não foi possível realizar uma vedação perfeita entre a amostra e o porta amostra, sendo que houveram vazamentos, limitando ainda mais a faixa de operação de velocidade da bancada. Então, optou-se por ensaiar as amostras para obter a impedância em cinco diferentes velocidades médias de escoamento, sendo 0,25 Mach o máximo valor de velocidade medido.

Tabela 4.1 – Validação experimental dos diferenciais de pressão estática projetados para os três principais elementos da bancada

Velocidade [Mach]	Diferencial de pressão estática [Pa]			
	Bocal	Seção de teste	Difusor	Soma dos elementos
0,05	Teórico	177	142	65
	Medido	163	115	66
	Erro relativo	9%	24%	2%
0,1	Teórico	706	490	260
	Medido	611	319	350
	Erro relativo	16%	53%	26%
0,15	Teórico	1580	1016	585
	Medido	1382	994	805
	Erro relativo	14%	2%	27%
0,2	Teórico	2787	1713	1043
	Medido	2475	1808	1413
	Erro relativo	13%	5%	26%
0,25	Teórico	4311	2566	1630
	Medido	3841	2920	2149
	Erro relativo	12%	12%	24%
0,3	Teórico	6133	3574	2348
	Medido	5387	3763	3215
	Erro relativo	14%	5%	27%

Foi medido o diferencial de pressão entre a entrada e a saída do bocal e da seção de teste somados ao ensaiar as amostras de *liners* A e B uma de cada vez. Essa medição se deu aferindo o diferencial de pressão estático do início do difusor em relação à pressão atmosférica para obter as curvas ilustradas na Figura 4.14 e Figura 4.15. Assim, após medir o diferencial de pressão no bocal pode-se subtrair o diferencial no início do difusor pelo do bocal e obter somente o diferencial relativo à seção de teste. Para as curvas analíticas foi calculado o diâmetro hidráulico da tubulação e o número de Reynolds para cada velocidade de escoamento, permitindo calcular o fator de atrito e a perda de carga teórica na seção de teste. A perda de carga da seção de teste foi somada ao diferencial de pressão no bocal utilizando a hipótese de incompressibilidade do fluido e também de compressibilidade para cálculo das curvas teóricas de diferencial de pressão experimentado na posição de medição.

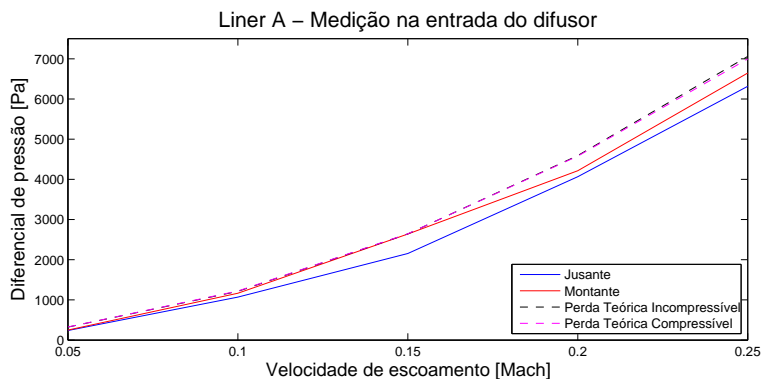


Figura 4.14 – Avaliação da perda de carga com a amostra A

A amostra A apresentou excelente correlação entre o diferencial de pressão teórico e experimental em velocidades até 0,15 Mach para a condição a montante, sendo que após tal velocidade foi observada uma pequena queda em relação aos valores teóricos. A condição a jusante também apresentou pequeno desvio em relação às demais curvas. A hipótese é que hajam pequenos vazamentos, principalmente devido ao maior diferencial de pressão experimentado na seção de fontes na condição a jusante. Pelo fato dos tubos flexíveis serem apertados com braçadeiras aos acopladores da tubulação e tais acopladores serem roscados à seção de acrílico, pode ser que hajam vazamentos em tais pontos o que tenderia a reduzir o diferencial de pressão medido.

A amostra B apresentou diferencial de pressão similar na condi-

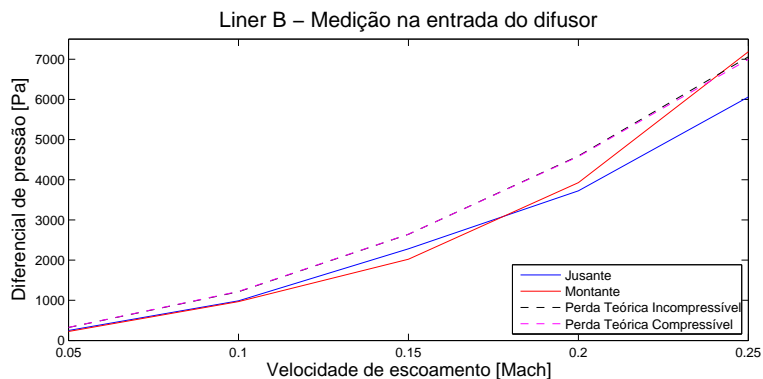


Figura 4.15 – Avaliação da perda de carga com a amostra B

ção à jusante, em relação a amostra A, entretanto a condição a montante apresentou variações que podem ter ocorrido por erros durante a medição ou devido a vazamentos. Cabe salientar que as curvas experimentais ilustradas apresentam variabilidade estatística, assim como a medição no bocal apresentada na Figura 4.11.

4.4 MEDIÇÃO DO RUÍDO DE FUNDO

Para as medições do ruído de fundo utilizou-se primeiramente as configurações apresentadas na seção 4.1.2. Algumas análises foram necessárias ao observar que o perfil de velocidades se desenvolve do sentido do bocal para o difusor de forma que o ruído apresentado próximo ao final da seção de testes apresentou maiores níveis de pressão sonora. O NPS global nesta região chegou a cerca de 120 dB na condição de mais alta vazão, com 50 Hz aplicados ao motor do ventilador centrífugo (aproximadamente 0,25 Mach ou 86 m/s). O espectro de ruído nesta condição de velocidade pode ser comparado em diferentes posições da seção de teste pela Figura 4.16 na qual o número de Strouhal é dado utilizando o diâmetro hidráulico do duto.

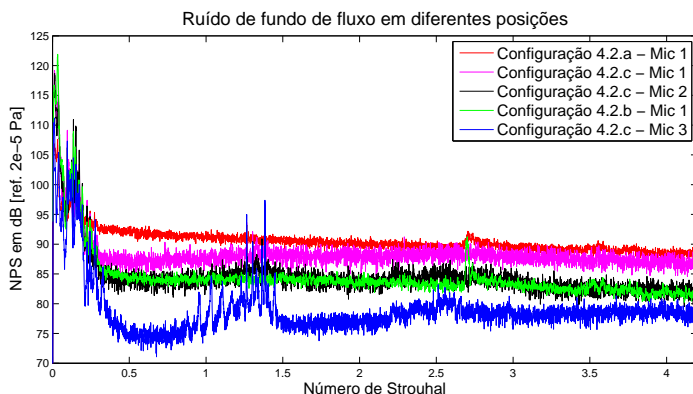


Figura 4.16 – Ruído de escoamento em diferentes posições

Pode-se extrair da Figura 4.16 que o ruído de escoamento na região de saída do bocal (curva azul) apresenta elevados níveis de ruído na faixa de 0,9 a 1,4 Strouhal e em 2,5 Strouhal. A hipótese levantada é de ruído ocasionado próximo ao microfone, em cerca de 5,7 cm dele (diâmetro hidráulico), nas flange de entrada da seção de testes. Tal padrão não foi posteriormente identificado quando bem acoplada a saída do bocal à entrada da seção de teste. Outra observação é que na curva preta há oscilações próximas a 2,5 Strouhal o que pode sugerir que sejam causadas pela seção de fontes, visto que esse ruído não é observado na configuração da Figura 4.2.b, sem a seção de fontes, ilustrada pela curva verde na mesma posição do microfone. Para solucionar essa questão foram projetados acopladores especiais, com tela,

em aço inox para os dutos que ligam os alto-falantes à seção de fontes. Em medições posteriores confirmou-se que realmente esse efeito estava ligado à seção de fontes, visto que tais oscilações no ruído de fundo não mais foram observadas ao usar os acopladores projetados em aço inox. Os picos em aproximadamente 2,7 Strouhal presentes nas curvas vermelha e verde ocorreram devido a peça em formato de T, que suporta o tubo de Pitot, estar mal encaixada e gerando um elevado ruído tonal além de vazamento, facilmente detectados durante o comissionamento. Essa conclusão pôde ser tirada visto que tal ruído não aparece na configuração apresentada na Figura 4.2.c, onde o problema já havia sido detectado e resolvido durante a campanha. No microfone mais próximo ao difusor, Mic 1 ilustrado na Figura 4.2.a, fica evidente um destacamento do ruído em cerca de 0,3 a 2 Strouhal. A hipótese levantada é que tal aumento do ruído seja decorrente da camada limite turbulenta combinado com os efeitos de descolamento da camada limite do fluido nas paredes do difusor ao realizar a expansão e recuperar a pressão.

O ruído de fundo medido utilizando-se a configuração descrita na seção 4.1.3, para a primeira campanha de ensaios, também variou de acordo com a velocidade de escoamento, aumentando a frequência imposta ao ventilador. Portanto, a velocidade média estimada através do procedimento de calibração foi imposta em cada amostra ensaiada. Tanto com a seção de fontes na condição a jusante, quanto na condição a montante, o ruído de fundo variou na ordem de poucos decibel. Sendo ligeiramente maior para frequências abaixo de 400 Hz na primeira condição, conforme ilustrado na Figura 4.17.

Esse fato pode ser verificado ao comparar a Figura 4.17 com a Figura 4.19, sendo os dois conjuntos de medições realizados com a amostra de *liner* A. Todas as medições foram realizadas com o sistema de fontes ligado e com máximo ganho. Portanto, aparecem tons puros ao longo do espectro nas curvas amarelas, sem escoamento, provenientes de ruídos eletromagnéticos do gerador de sinais e da rede elétrica.

Na segunda campanha de ensaios, de acordo com a seção 4.1.3, também obteve-se curvas para cada velocidade de escoamento com os níveis de ruído capturados por cada microfone. A Figura 4.18 ilustra o ruído suavizado na frequência (média flutuante de 50 pontos) para cada microfone inserido na bancada na condição de máxima velocidade de escoamento medido. Lembrando que o microfone 1 encontra-se mais próximo ao bocal convergente e o 6 mais próximo ao difusor.

Os ruídos de fundo medidos nos microfones localizados nas seções de madeira (fora da seção de teste, durante a 1ª campanha de ensaios) capturaram pequenos ruídos de fundo, em valores abaixo dos encon-

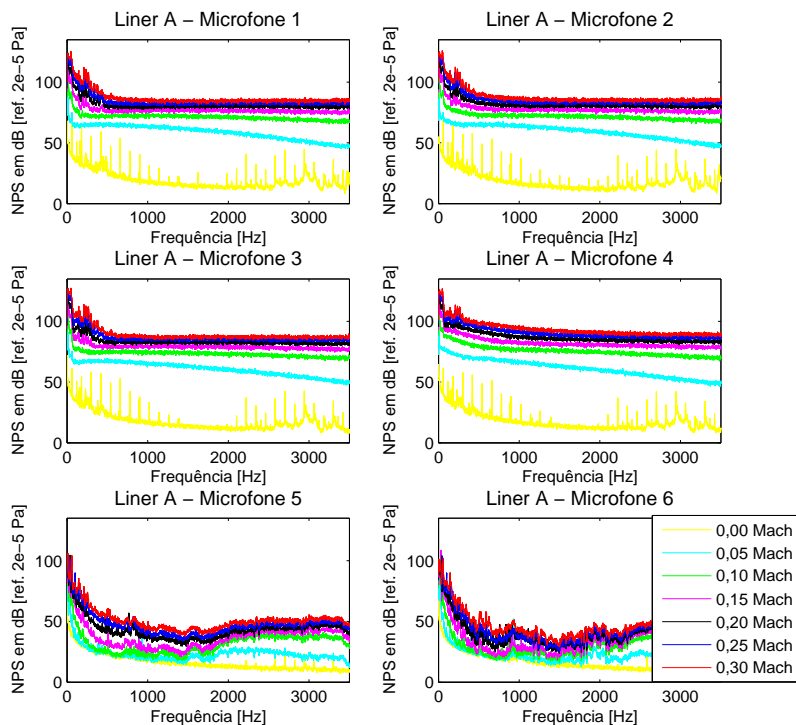


Figura 4.17 – Ruídos de fundo com o Liner A e fonte a montante para diferentes posições de medição e velocidades de escoamento - 1ª Campanha

trados na seção de teste, conforme ilustrado na Figura 4.19. Pode-se então concluir que, os ruídos de fundo presentes na seção de teste não ocorrem por fontes sonoras localizadas entre as seções em madeira e o ventilador. Pode-se também concluir que os ruídos ocasionados pela seção de fontes foram minimizados com a adoção de acopladores com telas metálicas, não sendo observadas oscilações de ruído de fundo no espectro de frequência em comparação com a análise feita na Figura 4.16. O desenho técnico de tais peças está no Apêndice A.

Tendo visto tais questões relacionadas ao ruído de fundo, observou-se os valores de vibração da bancada quando sem excitação acústica mas com escoamento. O objetivo destas medições foi avaliar se o ruído de fundo medido poderia estar relacionado a sensibilidade dos microfones

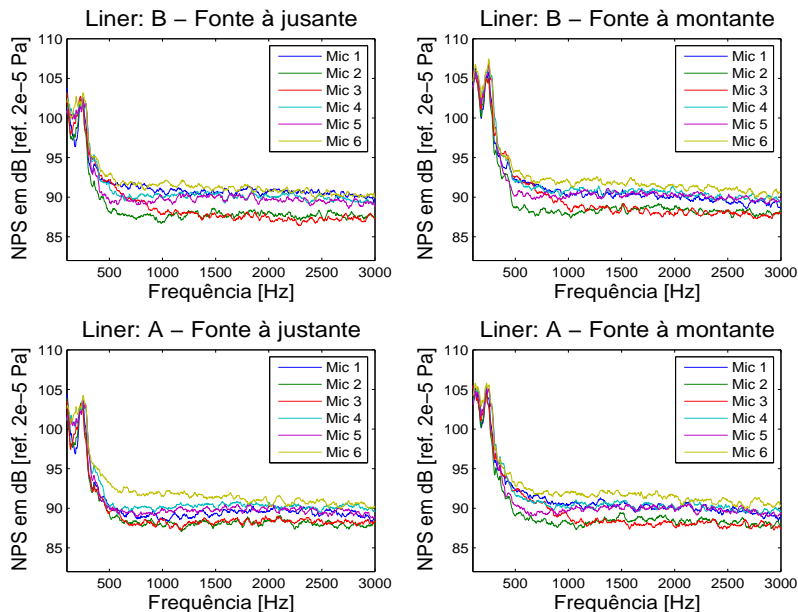


Figura 4.18 – Ruído de fundo ao longo da tubulação em $M=0,25$
- 2ª Campanha

à vibração. Optou-se então por posicionar um acelerômetro próximo ao microfone 1 na configuração ilustrada na Figura 4.2.b. Os dados desta medição de vibração estão ilustrados na Figura 4.20.

Pode-se observar que os dados de vibração apresentam níveis globais que chegam a um patamar oscilando entre 7 e 10 dB, o que é um valor alto de vibração considerando a sensibilidade do microfone à vibração. Entretanto na análise espectral observa-se que as maiores vibrações ocorrem em decorrência da frequência de operação do ventilador em baixa frequência. Tal conclusão pode ser feita visto que para a velocidade de 0,24 Mach observa-se um pico em 50 Hz, que é a frequência imposta pelo inversor de frequência no ventilador para gerar uma vazão suficiente para atingir tal velocidade de escoamento na seção de teste.

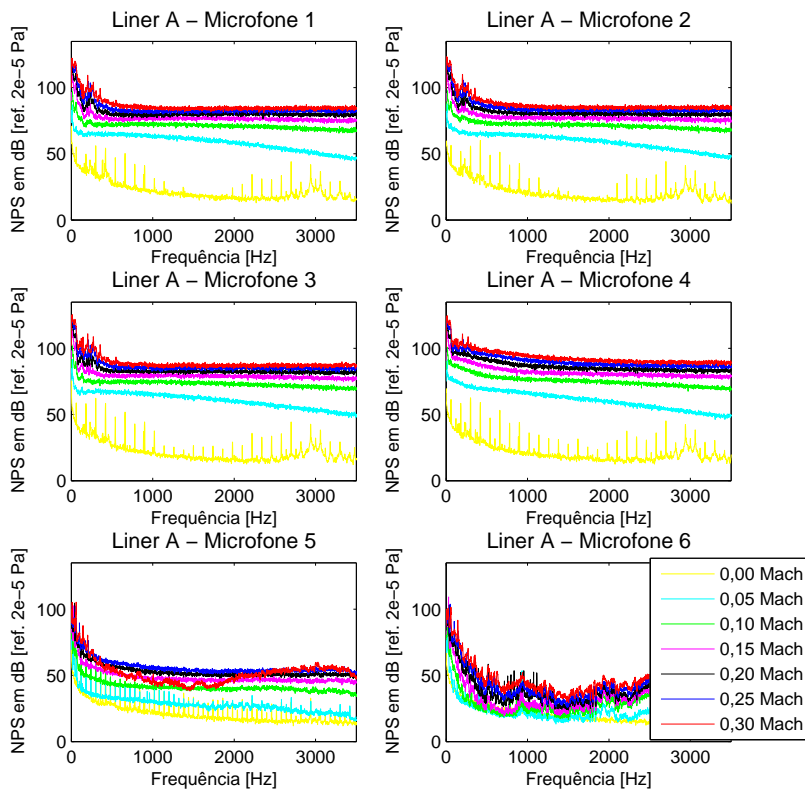


Figura 4.19 – Ruídos de fundo com o Liner A e fonte a jusante para diferentes posições de medição e velocidades de escoamento - 1ª Campanha

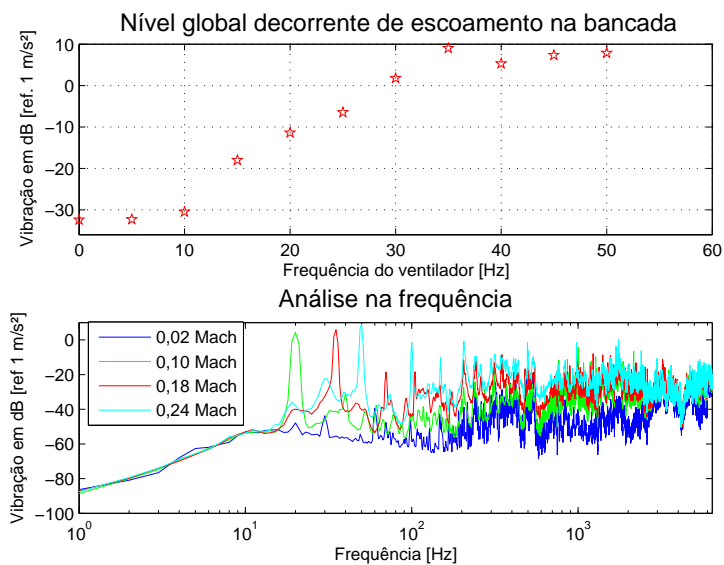


Figura 4.20 – Vibração decorrente de escoamento - níveis globais e análise na frequência para diferentes velocidades

4.5 AVALIAÇÃO DAS FONTES SONORAS E SINAIS DE EXCITAÇÃO

As medições apresentadas nesta seção foram realizadas com o intuito de verificar o comportamento do campo acústico sob diferentes excitações. A configuração utilizada está ilustrada na Figura 4.21, onde é possível observar a posição das fontes sonoras e dos microfones utilizados nas medições. Na parte superior da figura localiza-se o desenho que identifica a posição dos microfones, enquanto na parte inferior tem-se a montagem real da configuração, sendo que o bocal está mais próximo à seção de geração de sinais, à direita da figura. Observa-se também que na posição relativa à amostra, posicionada na face oposta ao microfone 2, foi colocada uma parede rígida de acrílico branco.

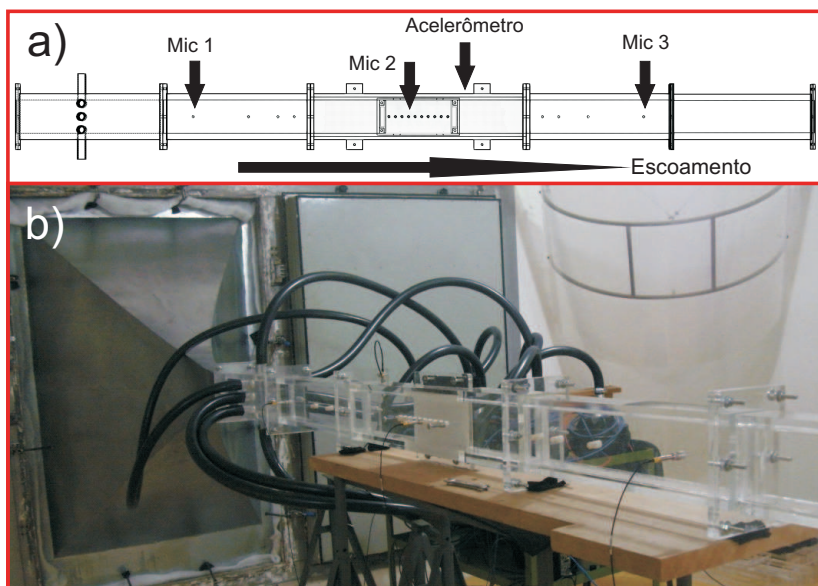


Figura 4.21 – Configuração a montante com parede rígida.

4.5.1 Avaliação das fontes sonoras

Primeiramente foi realizado um ensaio utilizando uma excitação de ruído branco. Um alto-falante foi ligado ao gerador de cada vez e foi realizada uma medição nos 3 microfones. Assim, foi possível verificar a influência da posição da fonte sonora no campo sonoro da tubulação.

A Figura 4.22 ilustra as funções de resposta em frequência (FRFs) sobrepostas utilizando um alto-falante de cada vez para excitar o campo acústico na tubulação da bancada. Devido ao posicionamento dos microfones no centro da parede com dimensão de $100mm$, o primeiro modo transversal em aproximadamente 1700 Hz se apresentou em forma de nó nas funções de resposta em frequência. Ou seja, tal modo acústico não está visível nas curvas, somente ficando evidentes os demais modos acústicos acima de 3400 Hz em forma de picos e vales.

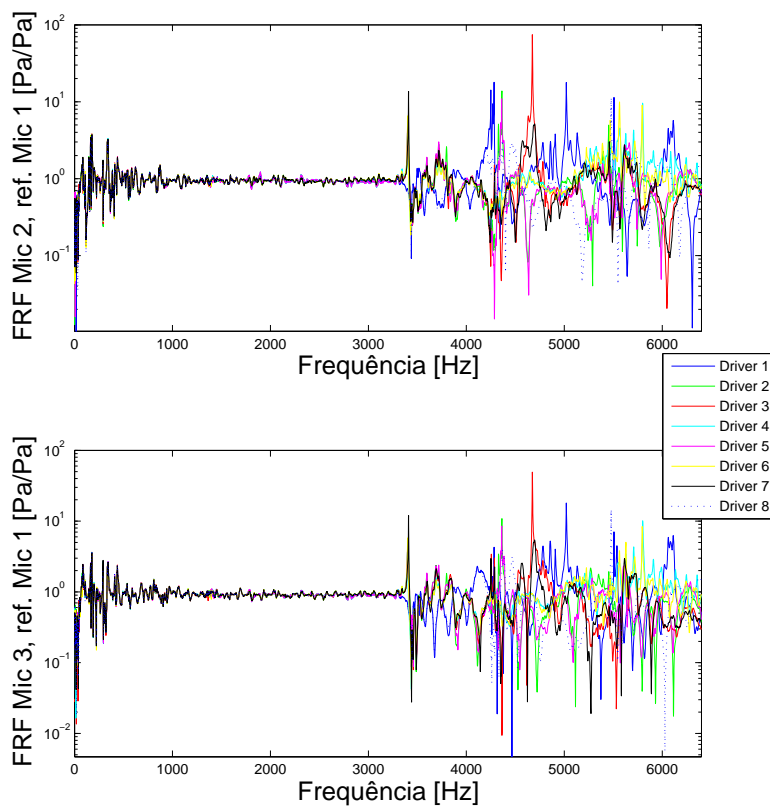


Figura 4.22 – Funções de transferência dos microfones 2 e 3 em relação ao microfone 1 utilizando ruído branco em um alto-falante de cada vez e sem escoamento.

O segundo modo acústico transversal foi facilmente identificado, conforme a Figura 4.23, de forma que as FRFs excitando a bancada com todos os alto-falantes, exceto o 1 e 8, apresentaram um pico em cerca de 3,4 kHz. Conclui-se então que as FRFs dependem fortemente da posição de entrada da fonte sonora na tubulação e da posição dos microfones que irão capturar os picos decorrentes dos modos acústicos somente se colocados fora de posições nodais.

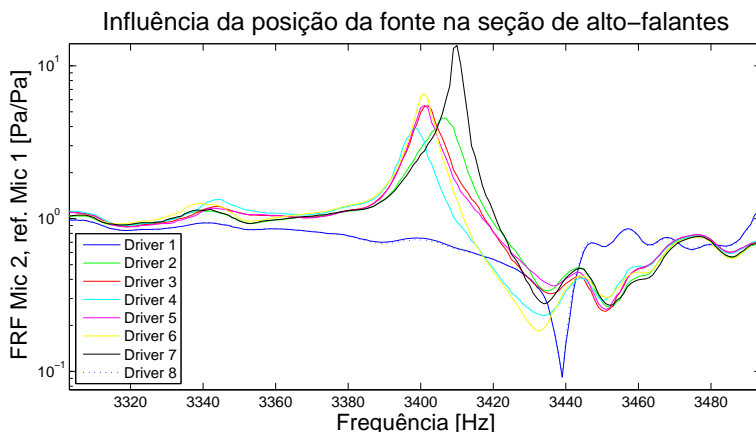


Figura 4.23 – Observância do segundo modo da tubulação.

Ao excitar o sistema com 8 alto-falantes observa-se um fenômeno similar, perdendo coerência em alta frequência com o aumento do sinal, conforme ilustrado pela Figura 4.24 no gráfico inferior. Entretanto, observa-se um decréscimo muito mais acentuado, visto que o nível de pressão e de vibração alcançado é muito maior do que com 1 alto-falante. Em baixos níveis de sinal a coerência em frequências abaixo de 0,5 kHz se mostra prejudicada, conforme ilustrado.

As coerências das FRFs de maneira geral se mostraram boas principalmente na faixa de 0,5 a 3,4 kHz e dependem fracamente do nível de sinal ao excitar o sistema com somente uma fonte sonora, conforme ilustrado. Entretanto, há perda da coerência acima de 3,4 kHz quando há excitação com mais alto-falantes. A hipótese é que os modos de alta ordem estejam induzindo vibração na tubulação devido aos altos níveis de pressão sonora gerados. Desta forma, podem estar ocorrendo efeitos de não linearidade, o que prejudica a coerência das medições.

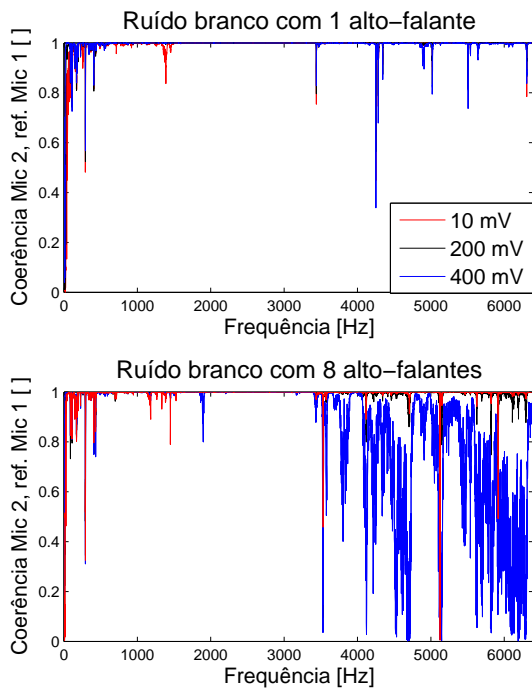


Figura 4.24 – Coerência do microfone 2 em relação ao microfone 1, ao excitar a bancada com ruído branco em diferentes níveis sem escoamento e com diferente número de alto-falantes

4.5.2 Níveis máximos atingidos

Neste ensaio foram arquivados os níveis de pressão sonora globais nos três microfones. Primeiramente utilizou-se ruído branco emitido somente pelo alto-falante 1. Posteriormente utilizou-se o mesmo sinal enviado a todos os alto-falantes simultaneamente. O nível de entrada de sinal ilustrado na primeira coluna da Tabela 4.2 foi aplicado ao amplificador configurado com o ganho máximo de $30\text{ dB} \pm 1\text{ dB}$. O nível de tensão eficaz (*Root Mean Square*) nos alto-falantes foi monitorado a partir de um multímetro, evitando expor os alto-falantes a tensão maior que 17,9 V, definida como tensão máxima segura de acordo com o fabricante ¹.

Na Tabela 4.2 observa-se que o NPS máximo medido na tubulação foi de até 130 dB, utilizando somente um alto-falante (1 Fonte), e de até 136 dB com todos os alto-falantes (8 Fontes) gerando o sinal.

Tabela 4.2 – NPS global com ruído branco

Sinal [mV]	Nível de pressão sonora global [dB]					
	Microfone 1		Microfone 2		Microfone 3	
	1 Fonte	8 Fontes	1 Fonte	8 Fontes	1 Fonte	8 Fontes
10	98	104	97	102	95	101
20	104	110	102	108	101	107
30	108	113	105	112	104	111
40	110	116	108	114	107	113
50	112	118	110	116	108	115
100	118	124	116	122	115	121
200	124	130	122	128	121	127
300	128	134	126	132	124	131
400	130	136	128	134	127	133

Ao trocar o tipo de sinal por tons puros, a medição de NPS máximo nos três microfones pode ser observada na Figura 4.25. Pode-se então verificar que em algumas frequências é possível alcançar até 147 dB, como no caso do tom em 600 Hz.

¹O valor de tensão foi informado através de comunicação por e-mail na qual o fabricante Harman JBL apresenta a potência máxima de 40W do alto-falante e devido a impedância mínima de 8 Ohms. A condição de máxima potência no alto-falante produz aquecimento na bobina que se for excessivo pode vir a queimar e inutilizar o alto-falante. A temperatura máxima suportada pela bobina é de 123°C, entretanto tal parâmetro é difícil de mensurar.

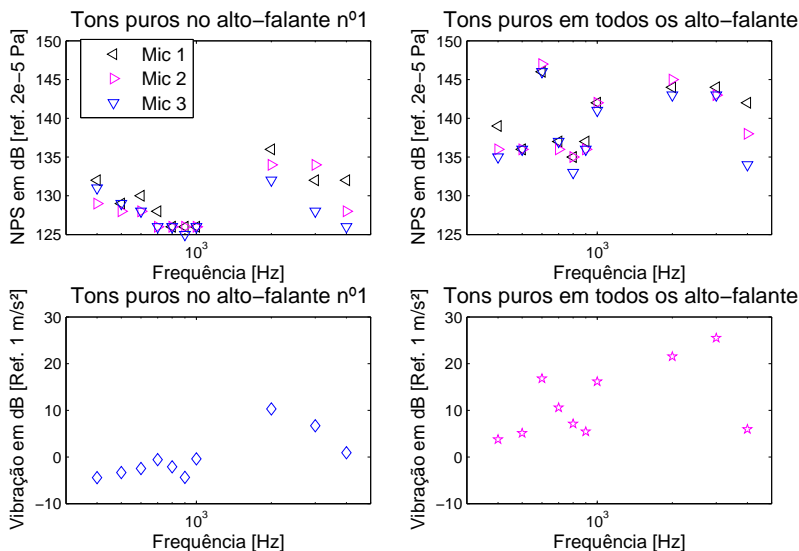


Figura 4.25 – Níveis máximos na bancada excitando com tons puros

Em paralelo à medição acústica, realizou-se a medição de vibração da bancada, na seção de teste próximo ao microfone 2, devido a excitação com níveis máximos. Um comportamento similar à medição acústica foi observado em termos da evolução dos níveis de acordo com o nível de entrada. Primeiramente, ao excitar com ruído branco observou-se uma queda no nível de vibração na banda de 1,25 a 1,6 kHz com um alto-falante excitando o sistema. A mesma observação pode ser feita ao excitar o sistema com todos os alto-falantes, conforme a Figura 4.26, na qual são apresentados os dados avaliados em bandas de terço de oitava. O máximo nível de vibração durante o ensaio foi de 14 m/s², na banda de 5 kHz.

As características da bancada em decorrência de diferentes tipos de sinais de excitação estão contemplada nas seções seguintes, visto que que a escolha do sinal de excitação correto é determinante para obter-se boas medições.

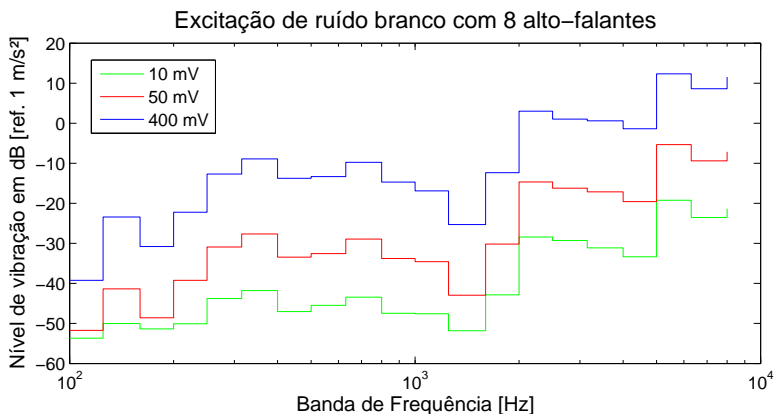


Figura 4.26 – Vibração da bancada em decorrência do nível de sinal de excitação por ruído branco com todos os alto-falantes

4.5.3 Excitação por ruído branco

A excitação por ruído branco é muito usual em ensaios acústicos laboratoriais visto que tal sinal é aleatório e emite a mesma energia em cada frequência do espectro sonoro, de forma a avaliar em quais frequências o sistema acústico responde mais ou menos através de ressonâncias acústicas ou atenuações proporcionadas por materiais de absorção.

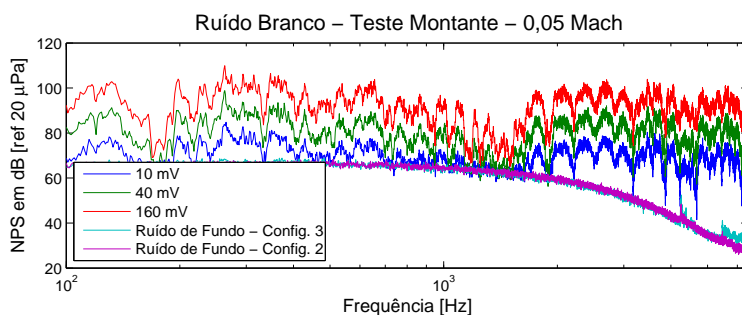


Figura 4.27 – Avaliação dos níveis de ruído no microfone Teste Montante

Utilizando essa excitação na bancada observou-se que a relação sinal-ruído (SNR) mostrou-se prejudicada em uma importante faixa

do espectro, na qual geralmente os *liners* atuam, entre 1,0 e 1,7 kHz conforme ilustrado na Figura 4.27, onde mesmo aumentando o nível do sinal de entrada, dado em milivolts, não consegue-se obter um bom nível de sinal em relação ao ruído de fundo. O ideal seria obter entre 10 a 20 dB de SNR para garantir que a medição da pressão sonora é do campo acústico e não do ruído de escoamento. Com o aumento da velocidade de escoamento até 0,3 Mach o problema se agrava, visto que o sistema de gerador e amplificador não consegue gerar um sinal acústico de banda larga com amplitude suficiente para vencer o ruído de escoamento. Uma outra constatação pode ser observada ao comparar os ruídos de fundo nas configurações 2 e 3 ainda na Figura 4.27 que ilustra uma diferença de aproximadamente 5 dB acima de 5,5 kHz entre as curvas. Ao comparar as configurações, observa-se a inserção da seção de fontes é a única alteração e que provavelmente tal diferença está ligada a esse elemento o que reforça a hipótese de que a entrada dos dutos que levam aos alto-falantes deve ser tratada com uma tela evitando a geração de vórtices causadores de ruído em escoamentos².

Foi evidenciada a perda de coerência em frequências abaixo de 3 kHz ocasionada em medições com baixos níveis de sinal de entrada. A mesma perda de coerência ocorre em frequências acima de 3 kHz em medições com altos níveis de sinal de entrada. Em baixos níveis, é compreensível que ao longo da tubulação se perca coerência visto a incapacidade dos alto-falantes em gerar elevado NPS pela sua característica construtiva³, mas em altos níveis a hipótese levantada é que os níveis de vibração, os quais os microfones estão sujeitos, são elevados. Assim, a sensibilidade dos microfones à vibração torna-se um parâmetro importante. Outra hipótese seria efeitos de não linearidade devido aos altos níveis de de pressão sonora. Essa análise pode ser acompanhada pela Figura 4.28, na qual a região de melhor coerência está situada entre 2 e 3 kHz, para níveis moderados de sinal de entrada e também de 200 a 1000 Hz para elevados níveis.

4.5.4 Excitação por (*Swept Sine*)

Foram testados diferentes tipos de varreduras de senos, com o objetivo de avaliar qual seria o sinal que ofereceria melhores coerências e maiores níveis de excitação na seção de teste. Nesta avaliação foram

²Tal peça de acoplamento da seção de fontes foi projetada e seu desenho técnico está no Apêndice A.

³Os dados técnicos dos alto-falantes podem ser consultados no Anexo A em sua folha de dados.

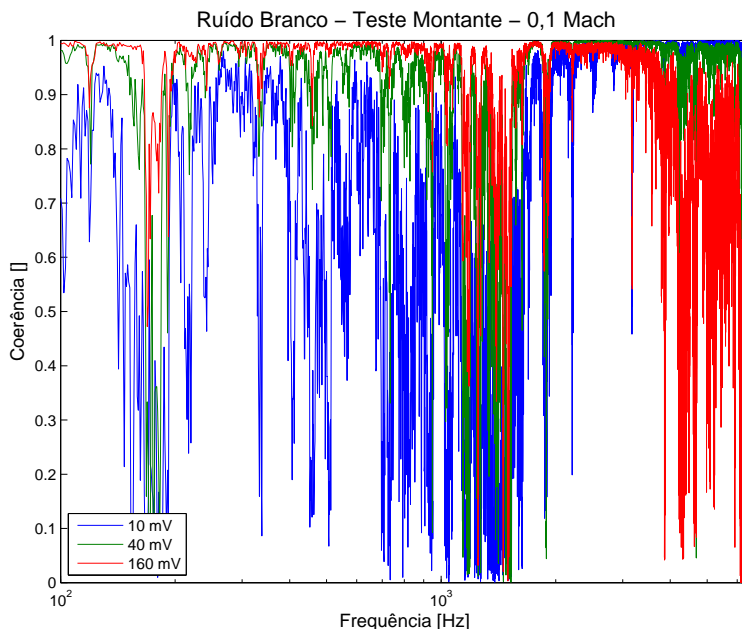


Figura 4.28 – Coerência entre sinal de referência de ruído branco e o microfone Teste Montante

utilizados *swepts* com diferentes velocidades de varredura e varreduras bi-direcionais. Ao excitar o sistema com um *swept sine* bi-direcional observou-se que a coerência em diferentes transdutores ao longo da tubulação não melhorava ao excitar com níveis maiores e também foi constatada uma faixa de frequência prejudicada em termos de coerência, principalmente nas bandas de 1250 e 1500 Hz conforme ilustra a Figura 4.29. O nível de sinal atingido com o *swept sine* bi-direcional e o *swept sine* somente em uma direção ofereceu resultados similares, de forma que os níveis atingidos e coerências divergiram pouco.

A Figura 4.30 ilustra os níveis de NPS medidos próximo à fonte sonora e é possível observar que a resposta do sistema é menor na mesma faixa de frequência para o mesmo nível de excitação do sistema. Uma hipótese associada a esse fato é que haja absorção de energia através das tubulações flexíveis que conectam os alto-falantes à tubulação, visto que os níveis de vibração da tubulação são moderados nesta faixa do espectro e o mesmo comportamento é observado em todos os microfones, assim como ao utilizar ruído branco como excitação.

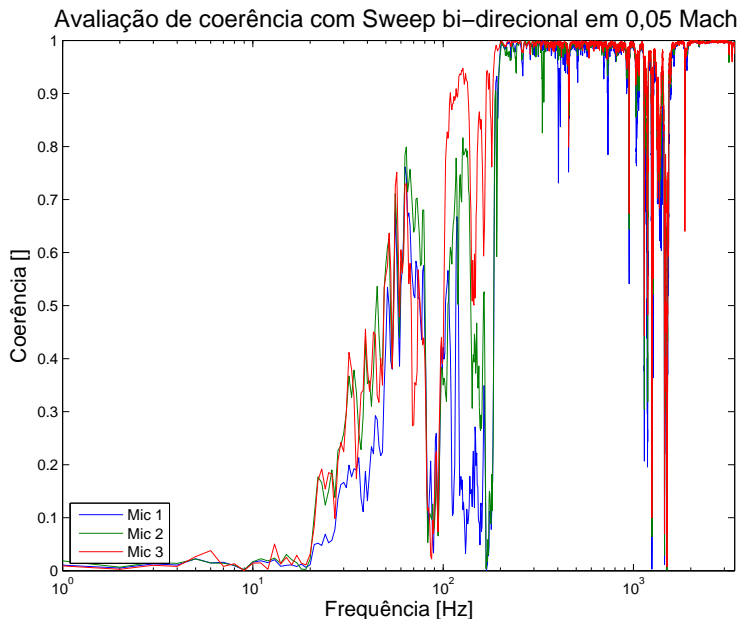


Figura 4.29 – Avaliação da coerência utilizando Swept sine.

4.5.5 Excitação por tons puros

A partir das medições utilizando ruído branco e *swept sine*, optou-se por utilizar somente tons puros para excitar a bancada durante os ensaios com amostras de *liners*. Os níveis alcançados com tons puros foram superiores conforme a Figura 4.25 e venceram os níveis de ruído de fundo de escoamento na maior parte do espectro de frequência conforme será abordado sobre a SNR na seção 4.6 Durante os ensaios observou-se que os níveis de sinal de entrada são dependentes de diversos fatores:

- Amostra ensaiada
- Frequência do tom puro
- Velocidade de escoamento
- Configuração (a montante ou a jusante)

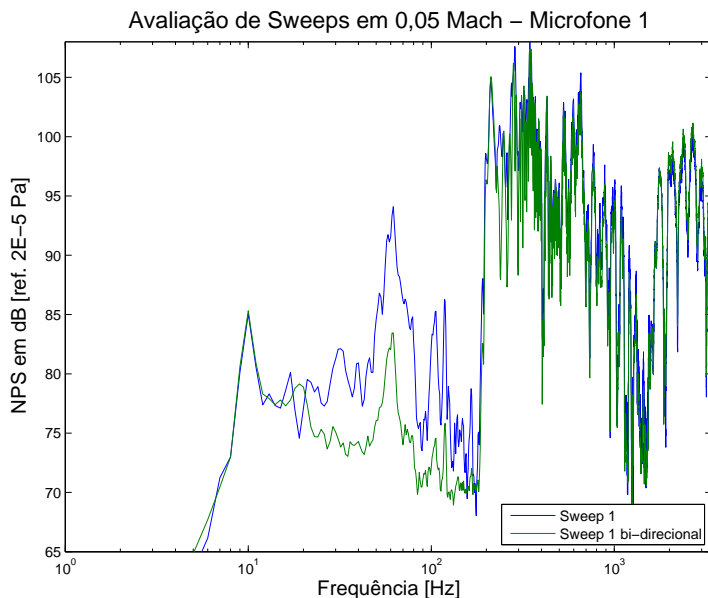


Figura 4.30 – Avaliação do nível e tipo de sinal utilizando Swept sine.

A combinação destes fatores produz uma determinada relação sinal-ruído que deve ser maximizada, permitindo tanto obter altas coerências durante as medições quanto estimar corretamente os efeitos de absorção sonora gerados exclusivamente pela amostra ensaiada. A primeira tentativa se deu trabalhando com os alto-falantes no máximo nível recomendado pelo fabricante. Tal abordagem ocasionou queima da bobina de dois transdutores e se mostrou inadequada pelo excessivo nível de pressão sonora emitido para as dependências do laboratório. Como o sistema deveria trabalhar com as portas das câmaras semi-abertas, devido a manutenção da vazão do sistema, seria impraticável fechar as câmaras para evitar vazamento do ruído gerado durante o ensaio. A segunda tentativa se deu ajustando os níveis do sinal de entrada para cada tom puro com uma amostra posicionada no porta amostra sem escoamento. Manualmente foram inseridos valores para garantir uma relação sinal ruído acima de 15 dB e para velocidades de escoamento maiores foram aplicados ganhos proporcionais.

4.6 AVALIAÇÃO DA RELAÇÃO SINAL-RUÍDO

No que tange a relação sinal-ruído, foi avaliada a influência tanto do tipo de sinal utilizado, quanto da posição das fontes sonoras. De maneira geral, o problema conseguiu ser contornado ao utilizar níveis de sinal de entrada muito superiores aos ruídos de fundo, o que garante bons resultados de pós-processamento.

A relação sinal ruído observada na situação que a onda sonora passa pela amostra e posteriormente é medida por um microfone é a mais crítica, devido a alta atenuação que o *liner* proporciona. Portanto, a Figura 4.31 e Figura 4.32 ilustram a relação sinal ruído ao aplicar sinais tonais de 100 a 3000 Hz com espaçamento de 20 Hz entre cada tom para cinco diferentes velocidades de escoamento e na condição sem escoamento. Pode-se observar que na faixa próxima a 1500 Hz foi observada uma baixa relação sinal ruído na condição com a fonte a jusante. Já na condição com a fonte sonora a montante observam-se outras frequências com baixa relação sinal ruído, entretanto não tão crítica quanto na situação anterior na faixa de 1500 Hz.

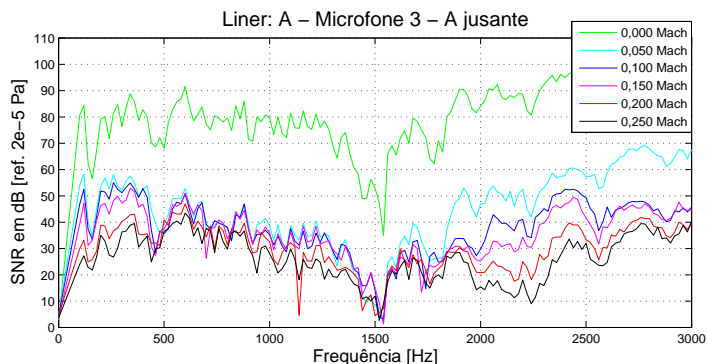


Figura 4.31 – Relação sinal ruído para *liner* A com seção de fontes a jusante em diferentes velocidades de escoamento - 2ª Campanha

Ao aumentar a velocidade de escoamento é observada uma diminuição da relação sinal ruído de maneira geral ao longo do espectro. Mesmo ao compensar o nível do sinal de entrada, chega-se a um limite de potência sonora devido a limitação dos amplificadores e alto-falantes, o que é motivo de cautela ao realizar o experimento, para evitar queima dos alto-falantes.

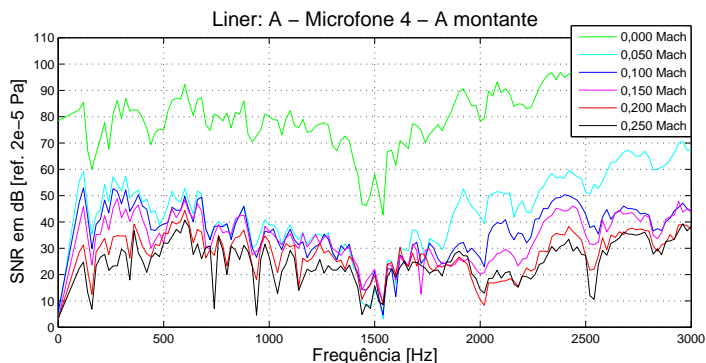


Figura 4.32 – Relação sinal ruído para *liner* A com seção de fontes a montante em diferentes velocidades de escoamento - 2ª Campanha

4.7 COEFICIENTE DE REFLEXÃO E IMPEDÂNCIA DA TERMINAÇÃO DA SEÇÃO DE TESTES

O fenômeno de reflexão de ondas sonoras ao encontrar regiões com diferentes impedâncias acústicas está presente e diversos autores procuram minimizar a reflexão na terminação da seção de teste com o objetivo de evitar instabilidades no cálculo da impedância da amostra (XIAODONG; SEN; XIAOFENG, 2008). Baseado na TMM para uma configuração a montante e utilizando a medição dos microfones mais próximos ao difusor com as amostras A e B, obteve-se os valores do coeficiente de reflexão na posição de entrada do difusor (terminação da seção de teste da bancada), ilustrados na Figura 4.33.

Pode-se observar que para ambas as amostras o coeficiente de reflexão é muito similar e com valores baixos em frequências acima de 500 Hz, de forma que pode-se utilizar a hipótese de não reflexão na terminação para uso de métodos de determinação de impedância sensíveis a esse parâmetro. Os microfones utilizados para essa avaliação encontravam-se distantes 50 mm entre eles e 850 mm da entrada do difusor, sem ter nenhum elemento no meio do caminho entre os microfones e a terminação (parede lisa). Observa-se que para tais coeficientes de reflexão tem-se valores de impedância normal normalizada (parte real) pela impedância do meio próximos à unidade, o que confirma o fato de ser uma terminação que transmite praticamente toda a energia da onda sonora incidente.

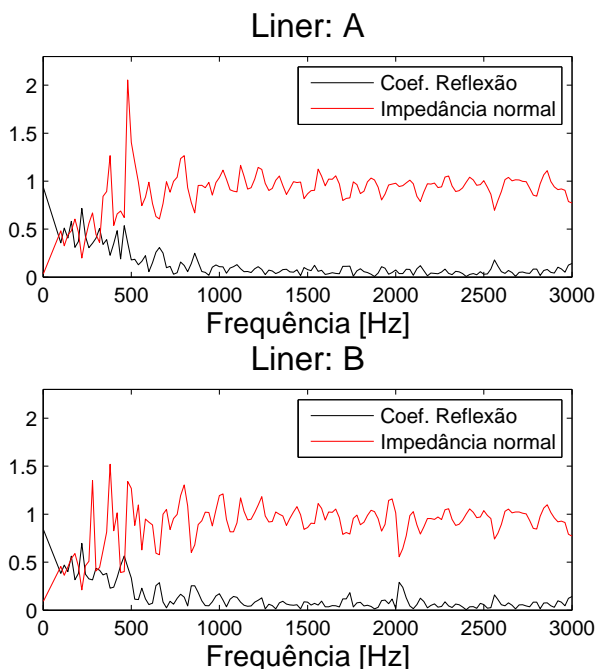


Figura 4.33 – Coeficientes de reflexão e impedância normal da terminação sem escoamento - 2ª Campanha

Avaliou-se também o coeficiente de reflexão para a terminação da bancada (interface da seção de teste com o difusor), na presença da amostra de *liner* A. Neste caso observou-se um coeficiente de reflexão crescente com o aumento da velocidade de escoamento, conforme observado na Figura 4.34. Abaixo de 500 Hz os valores do coeficiente de reflexão apresentaram-se demasiadamente altos para a consideração de uma terminação sem reflexões (anecoica) em função do efeito de mudança de impedância causado pelo difusor.

4.8 COMENTÁRIOS SOBRE O COMISSIONAMENTO

De maneira geral ao realizar ensaios laboratoriais sugere-se reduzir o ruído de fundo e trabalhar com baixa reflexão, tanto em túneis de vento quanto em tubulações para se conseguir boa precisão na aquisição

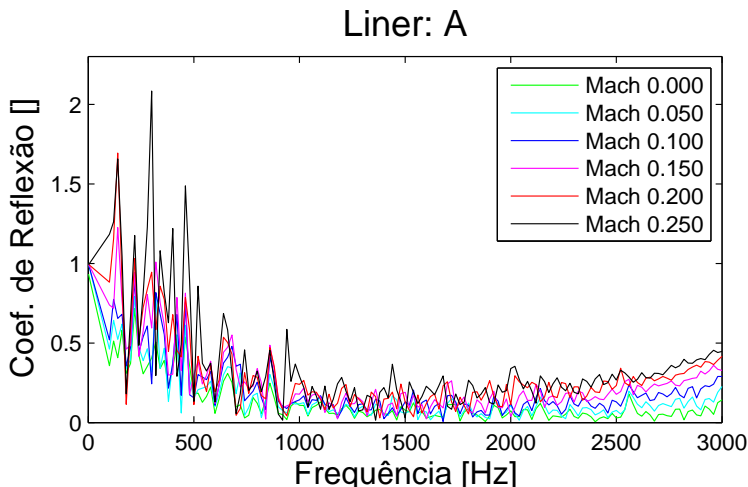


Figura 4.34 – Coeficientes de reflexão da terminação com escoamento e *liner* A - 2ª Campanha

ção dos sinais (MUELLER, 2002). É importante documentar distâncias e ângulos entre microfones, temperatura, pressão estática em alguns pontos e a umidade do ar, permitindo armazenar precisões dimensionais e corrigir a absorção do ar quando convir. Esse mesmo autor sugere que minimamente deve-se obter o número de Mach do escoamento e a pressão dinâmica e realizar medições com níveis de ruído de fundo 10 dB abaixo do sinal a ser medido. De forma geral o autor indica que as principais fontes de ruído de fundo são:

- a) pás do ventilador;
- b) camada limite turbulenta na parede
- c) ruído do microfone (camada limite gerada nele, grade de proteção, turbulência na cavidade, ruído elétrico)
- d) espécime testado

Tendo em vista tais fontes de ruído, observou-se que os ensaios realizados na bancada ofereceram uma relação sinal ruído baixa em certas faixas de frequência, conforme a Figura 4.31. A camada limite turbulenta é a fonte de ruído de fundo mais provável e deve ser analisada em mais profundidade, devido a mesma se desenvolver ao longo

da tubulação. Outra hipótese a ser verificada é do difusor ser o responsável pela maior parcela de ruído próximo ao final da seção de teste. O ruído decorrente das pás do ventilador não influenciou as medições na seção de teste. Isso pode ser confirmado ao comparar as curvas do microfone 5 e 6 (próximas ao ventilador) em relação às demais, na Figura 4.17. Isso ocorre porque as medições com os microfones 5 e 6, realizadas nas partes em compensado naval localizadas entre a seção de teste e o ventilador, apresentaram níveis de ruído inferiores, na faixa de frequência de interesse, aos medidos pelos microfones 1, 2, 3 e 4, estes últimos posicionados na seção de teste. Já para baixas frequências abaixo de aproximadamente 200 Hz os níveis de ruído de fundo nas seções em compensado naval são comparáveis aos níveis medidos na seção de teste. O ruído decorrente do próprio microfone devido à vibração é um fator a receber atenção, visto sua sensibilidade apresentada na folha técnica presente no Anexo A. Portanto acredita-se que seja válido trabalhar com uma seção de teste de maior rigidez em aço inoxidável, o que reduziria a amplitude de vibração e traria maior isolamento acústico entre a parte interna e externa do duto. A seção de teste em aço possivelmente aumente a coerência mensurada.

A Figura 4.35 ilustra uma alternativa de recuo do microfone em relação à parede do duto na qual apresenta-se grande vantagem de redução do ruído de fundo ocasionado pelo escoamento, segundo o autor (MUELLER, 2002). Nesta figura foram aplicados microfones em uma matriz ensaiada em túnel de vento, onde a proteção se dava com uma manta sobre toda a matriz recuada cerca de 12,5 mm em relação à parede do duto. Uma solução similar poderia reduzir drasticamente o ruído de fundo medido na bancada desenvolvida e com isso aumentar a relação sinal ruído, caso essa seja realmente a principal fonte de ruído do sistema.

A coleta de dados das configurações analisadas em todas as campanhas se mostraram bastante desafiadoras e ofereceram matéria prima para análise das características da bancada projetada e para avaliação da impedância acústica dos *liners* ensaiados, mesmo com baixas relações sinal ruído em certas faixas de frequência.

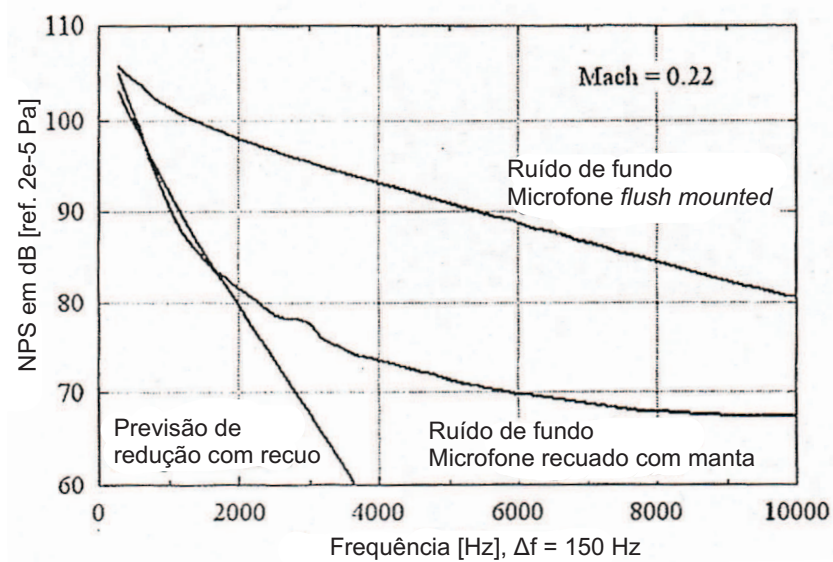


Figura 4.35 – Redução de ruído de escoamento com recuo.
Adaptado de: (MUELLER, 2002)

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo contempla a análise de parâmetros calculados a partir dos dados coletados durante a fase de comissionamento. Serão apresentados gráficos e tabelas que corroboram para elaboração de hipóteses e permitem evidenciar fenômenos aeroacústicos presentes nas medições e sua influência sobre diferentes parâmetros. O objetivo principal destas discussões é verificar a influência de todos os fatores envolvidos na determinação da impedância dos materiais ensaiados. No que segue, serão apresentadas análises envolvendo:

- Métodos de medição da velocidade do escoamento
- Atenuação dos *liners*
- Perda de transmissão – TL
- Impedância acústica
- Análise de sensibilidade
- Análise de repetibilidade

5.1 MÉTODOS DE MEDIÇÃO DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO

A avaliação da velocidade de escoamento por diferentes métodos permitiu a comparação e avaliação da precisão entre o método que utiliza a varredura de velocidade de toda a área da seção reta utilizando o tubo de Pitot e o método acústico que utiliza a medição de três microfones e calcula a velocidade com base na formulação analítica e otimização.

Ao utilizar o método com tubo de Pitot foram avaliadas diferentes formas de se medir o perfil de velocidades ao variar: o número de pontos medidos, a posição física dos pontos, o cálculo da velocidade média (utilizando média espacial ou média do perfil central). Por fim, obteve-se uma tabela com velocidades médias obtidas para cada varredura de perfis de 5 em 5 Hz de rotação do ventilador. Ao validar o método acústico para obtenção da velocidade de escoamento obteve-se erros abaixo de 0,5% na comparação dos resultados em relação ao modelo numérico elaborado por Medeiros (MEDEIROS, 2013) e diferença média de 1,48% em relação ao método com tubo de Pitot. Os dados

comparativos entre os métodos experimentais para determinação da velocidade de escoamento estão ilustrados na Tabela 5.1 a qual apresenta na primeira coluna a frequência de rotação do ventilador, nas colunas subsequentes a velocidade calculada por ambos os métodos e por fim o erro relativo entre tais métodos utilizando o método com tubo de Pitot como referência.

Tabela 5.1 – Métodos para medição da velocidade

Frequência [Hz]	Pitot [Mach]	Acústico [Mach]	Diferença relativa
5	0,02430	0,02472	-1,72%
10	0,0503	0,0503	0,03%
15	0,0760	0,0774	-1,87%
20	0,103	0,1043	-1,23%
25	0,120	0,1272	-5,82%
30	0,150	0,1499	0,14%
35	0,178	0,1752	1,44%
40	0,200	0,1989	0,54%
45	0,221	0,2230	-0,90%
50	0,245	0,2455	-0,20%
55	0,273	0,2651	2,90%
60	0,290	0,2928	-0,95%

Pode-se observar pela Tabela 5.1 que a velocidade de escoamento para a faixa de frequência de uso do ventilador proporcionou velocidades até 0,29 Mach medido com o método do tubo de Pitot e 0,2928 Mach medido com o método acústico. É também possível verificar que a diferença de resultado de velocidade média de escoamento entre métodos é muito pequena e de até 5,82

Concluindo, o método experimental com tubo de Pitot ofereceu uma boa representação dos perfis de velocidade, o que dá subsídio a avaliação da influência do perfil sobre as medições de impedância acústica. Os perfis de velocidade da linha central também permitem a avaliação de curvas analíticas de representação da camada limite e de desenvolvimento do perfil ao longo do duto variando a velocidade de escoamento. Por outro lado, o método acústico demonstrou-se prático, rápido e oferecendo bons resultados, sendo utilizado pela equipe para dar mais precisão ao cálculo da velocidade média, obtido por otimização com base nos valores iniciais obtidos pelo método com tubo de Pitot. O método acústico foi incorporado ao código 2PM desenvolvido pela equipe.

5.2 ATENUAÇÃO DOS *LINERS*

Usualmente uma medição de pressão sonora a montante e a jusante da amostra permite avaliar a atenuação proporcionada pela mesma. Caso sejam mantidos os mesmos níveis de excitação de tons puros em todo o espectro, é possível visualizar em formato gráfico a faixa de frequência que amostra é mais eficiente acusticamente, ou seja, em que faixa de frequência o *liner* proporciona maior atenuação sonora.

Na Figura 5.1 tem-se a atenuação do campo sonoro experimentada no microfone 3, logo após a onda incidir no *liner* em relação ao microfone 1, este último próximo ao bocal que foi usado como plano referência, para a condição a jusante que significa uma condição similar a aplicação do *liner* na entrada (*inlet*) da turbina. Observa-se, ao aplicar a excitação tonal com discretização de 100 Hz, que é possível evidenciar a atenuação do *liner* na faixa de frequência medida. Observa-se também que sem escoamento o *liner* oferece atenuação em uma banda de frequência mais estreita do que na condição com escoamento. O máximo valor de atenuação de 27,01 dB se deu em 1700 Hz para a amostra A na condição sem escoamento.

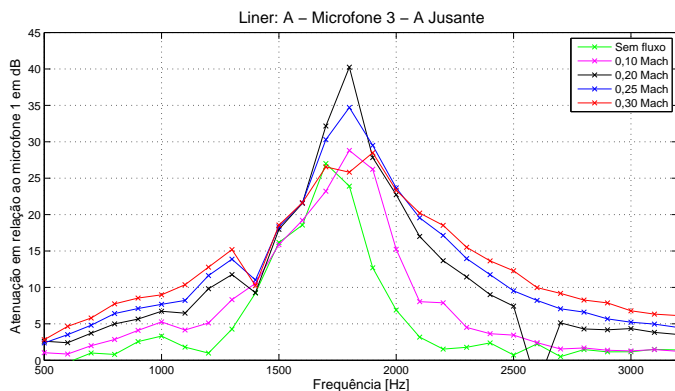


Figura 5.1 – Atenuação do *liner* A com seção de fontes a jusante

A eficiência do *liner* aumenta com o aumento da velocidade de escoamento até 0,20 Mach (244 km/h) e atinge um valor máximo de 40,25 dB de atenuação em 1800 Hz para 0,20 Mach. Isso significa que a atuação do revestimento acústico ensaiado é mais efetiva nesta condição de velocidade, o que é coerente visto que tal velocidade está próxima às observadas durante o pouso e decolagem de algumas aeronaves. Para

velocidades de escoamento maiores o *liner* apresentou uma eficiência razoável em uma maior faixa de frequência, atenuando, portanto, em um espectro de banda mais larga do que em menores velocidades.

A Figura 5.2 ilustra o mesmo efeito de atenuação do *liner* agora na configuração a montante, ou seja, a condição similar ao duto de exaustão de uma turbina onde as fontes sonoras estão localizadas a montante do *liner*, considerando a direção do escoamento. Observa-se que tal configuração favorece a atenuação em baixas velocidades de escoamento mas o *liner* A se mostra menos eficaz conseguindo atenuação máxima de 35,56 dB em 1700 Hz sem escoamento. O mesmo efeito de achatamento da curva e descolamento da banda de frequência com maior atenuação é observado, ao aumentar da velocidade de escoamento.

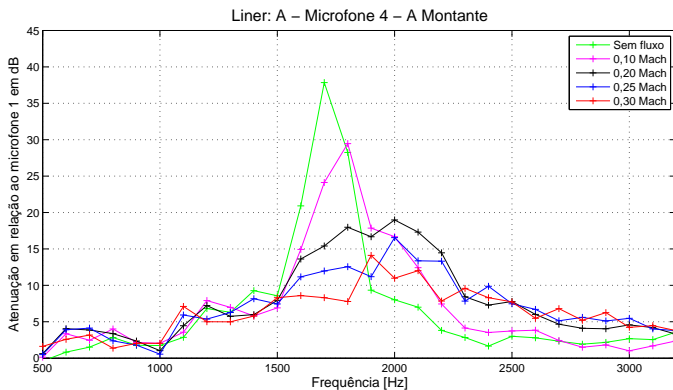


Figura 5.2 – Atenuação do *liner* A com fonte a montante

Conclui-se, portanto, que com a fonte a montante o aumento da velocidade de escoamento atua no sentido de diminuir a atenuação, visto que a onda sonora permanece em menor período de tempo na região com o *liner*. Já com a fonte a jusante conclui-se que o aumento da velocidade do escoamento atua de maneira inversa do que na situação anterior, visto que a onda sonora permanece mais tempo na região com o *liner*.

5.3 PERDA DE TRANSMISSÃO – TL

Um parâmetro muito utilizado para determinação da eficiência de um atenuador é a perda de transmissão, ou *Transmission Loss* (TL), conforme exposto anteriormente e definido experimentalmente na Equação 2.32. Desta forma, serão apresentados nessa seção os resultados de perda por transmissão da região com *liner* para as duas amostras ensaiadas. Tal parâmetro permite evidenciar a atuação dos materiais de revestimento e sua eficácia acústica em diferentes condições de velocidade de escoamento e de posicionamento das fontes sonoras. Cabe salientar que a parcela de energia proveniente da reflexão da terminação está sendo desprezada para o cálculo da perda de transmissão, ao verificar que a reflexão é baixa na terminação da bancada e portanto pode ser considerada anecoica na faixa de frequência de interesse. Os dados que corroboram para tal consideração podem ser analisados na seção 4.7.

A Figura 5.3 ilustra a perda de transmissão do *liner* A, calculada a partir dos dados medidos durante a segunda campanha e a partir da técnica de dois microfones utilizada para calcular as ondas incidente e refletida nas seções lisas da tubulação. A linha vertical azul evidencia a frequência de corte (F_c) da seção transversal e permite visualizar que há uma instabilidade e decaimento das curvas nesta região do espectro. A hipótese levantada para esse fato é devido ao ponto de escolha de medição dos sinais de pressão, que se localiza em uma região nodal (região de baixa pressão sonora) atrelada ao primeiro modo acústico transversal. Possivelmente se esteja subestimando os valores de perda de transmissão do *liner* justamente na frequência de corte por conta desta hipótese.

Outra observação interessante é observar a diferença de nível de perda de transmissão e de frequência na qual ocorre o maior valor ao comparar as curvas a montante e a jusante na condição sem escoamento ($M=0,00$) e com velocidade máxima de escoamento ($M=0,25$). Devido à diferença de nível e de frequência de maior perda de transmissão entre a condição a montante e a jusante na presença de escoamento pode-se verificar que o *liner* atua diferentemente de acordo com o seu posicionamento no campo sonoro. A frequência aparente do sinal que chega ao *liner* depende da condição de excitação, ou seja: quando excitado na condição a montante as ondas sonoras estão a favor do escoamento, de forma que o *liner* observa uma onda sonora de comprimento menor que o sinal originalmente originado. Esse fenômeno acontece também na condição com a fonte a jusante, entretanto, agindo de o *liner* ob-

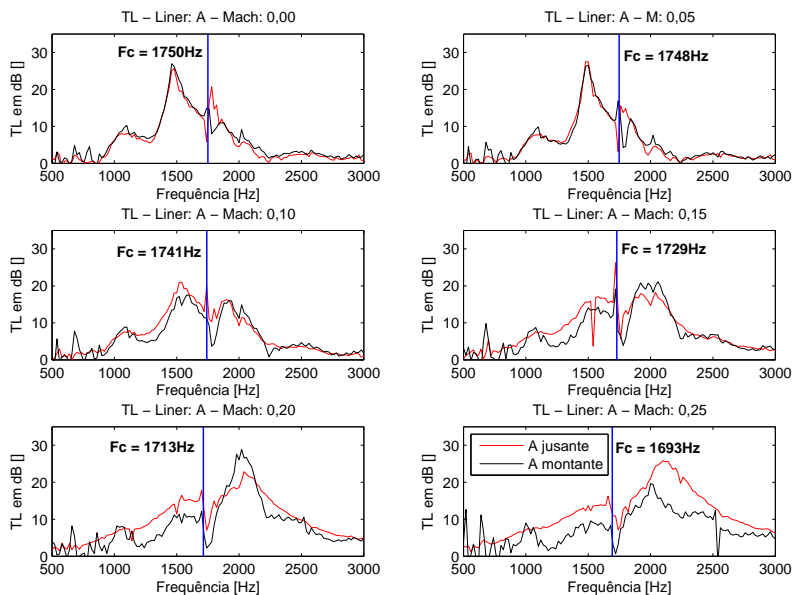


Figura 5.3 – Perda de Transmissão - *Liner A*

serva um aumentar o comprimento de onda em relação ao sinal original e com isso a frequência de maior perda de transmissão é diferente nas duas situações.

Assim como observado na perda de transmissão do *liner A*, os resultados com o *liner B* ilustrados pela Figura 5.4, mostram o efeito do escoamento a favor na condição a montante e contra na condição a jusante sobre o nível de perda calculado. Pode-se concluir também que o período de tempo de contato de uma frente de ondas com o *liner* é diretamente proporcional à velocidade efetiva da onda. Consequentemente se houver uma frente de ondas com baixa velocidade, por conta de uma configuração a jusante, o "comprimento efetivo" do *liner* será maior e consequentemente a onda sonora será mais fortemente atenuada do que na condição com período de tempo de contato com a amostra menor. Observa-se então que de maneira geral as curvas sinalizam para uma maior perda de transmissão na condição a jusante para mais altas velocidades de escoamento. No entanto, essa hipótese pode ser questionada em baixas velocidades de escoamento e de acordo com os dados

apresentados para o *liner* A, conforme a Figura 5.3 para as velocidades de 0,15 e 0,20 Mach.

Novamente foi observado que há instabilidades da curva de perda de transmissão próximo à frequência de corte do duto com o *liner* B, entretanto a faixa de maior eficiência do *liner* (ressonância) se mostrou fora da região com esse problema. Portanto, pode-se concluir que os dados de perda de transmissão calculados para a amostra B são mais confiáveis do que os calculados para a amostra A.

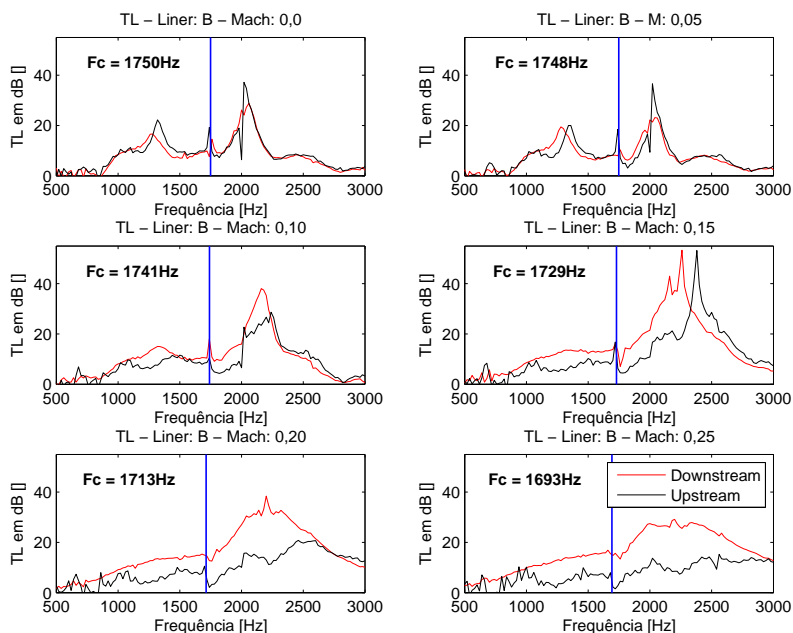


Figura 5.4 – Perda de Transmissão - *Liner* B

5.4 IMPEDÂNCIA

A impedância calculada com base no 2PM é abordada nesta seção e permite discussões relacionadas à qualidade das medições na bancada e decorrentes da implementação do método.

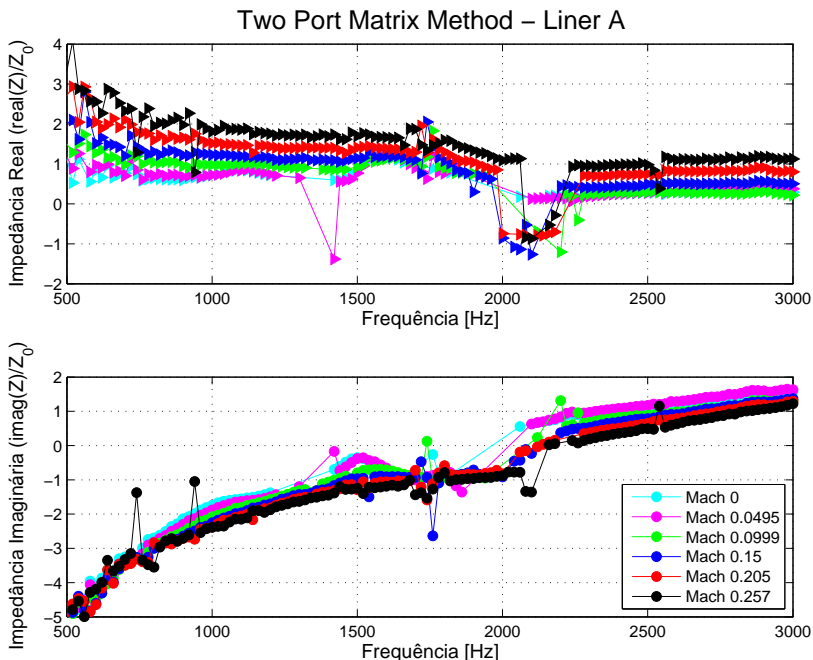


Figura 5.5 – Impedância do *liner* A obtida pelo método 2PM

A primeira avaliação, ilustrada na Figura 5.5, foi realizada a partir das medições do *liner* A, durante a segunda campanha de ensaios. Pode-se observar a dificuldade de convergência, ou convergência para um valor duvidoso principalmente na região associada à frequência de corte do duto (1750 Hz) e na frequência de ressonância do *liner* que varia de acordo com o escoamento. Como é observada maior atenuação e há menor relação sinal ruído em tais frequências, a dificuldade de convergência pode ser explicada por tais hipóteses. Quando a curva da parte imaginária da impedância cruzando o valor zero, pode-se supor que a onda sonora não encontra grande inércia na região de entrada das cavidades e com isso ocorre maior interação e perda viscosa nas

paredes dos furos da chapa perfurada pertencente ao *liner*.

O gráfico da Figura 5.6 ilustra a impedância da amostra B normalizada pela impedância do meio como nas figura anterior para o *liner* A. Observa-se que alguns pontos não apresentam marcadores pelo fato do 2PM não convergir a um resultado, assim como alguns pontos apresentam desvios em relação ao comportamento esperado da curva.

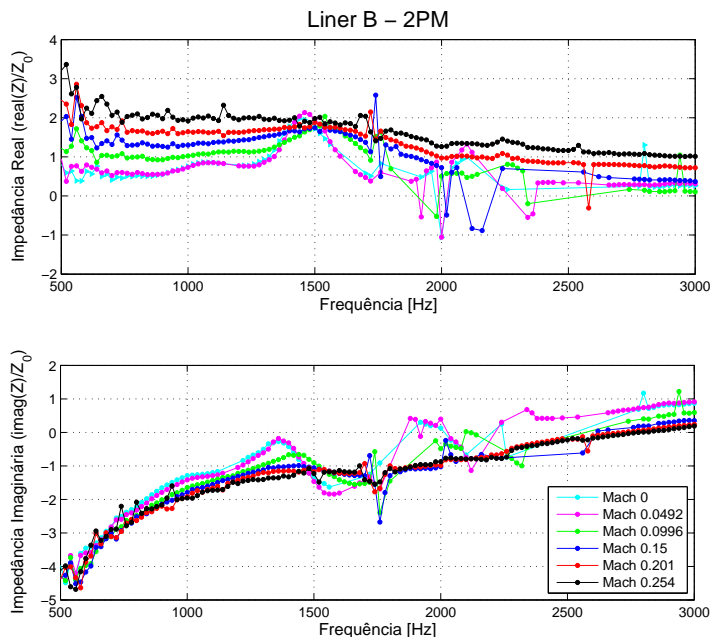


Figura 5.6 – Impedância do *liner* B obtida pelo método 2PM

Apesar de terem sido realizados ensaios abaixo de 500 Hz, os cálculos de impedância não apresentaram valores confiáveis, não apresentando uma linha de tendência. As possíveis causas desse fenômeno são a alta reflexão ocasionada na terminação da tubulação e os altos níveis de vibração presentes na bancada. Por tal motivo essa faixa de frequência foi omitida e não é de interesse prático para o projeto de *liners*.

A Figura 5.7 ilustra a impedância de um *liner* projetado para atuar na faixa de 3 a 4 kHz. Os pontos em vermelho e azul representam a impedância com o motor atuando em 51% e 91% de sua potência

nominal respectivamente. Os pontos vazados dizem respeito a parte real da impedância (resistência), e os pontos cheios dizem respeito à parte imaginária da impedância (reatância). Observa-se, portanto, semelhança do comportamento das curvas de impedância da literatura com as medidas ao utilizar a bancada desenvolvida.

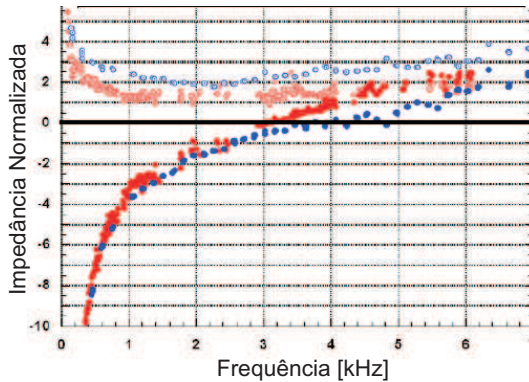


Figura 5.7 – Impedância calculada pelo *método in-situ* de um *liner* testado diretamente colocado em uma turbina. Em azul 91% e em vermelho 51% da potência do motor. Pontos vazados parte real e cheios parte imaginária da impedância. Adaptado de: (GAETA; MENDOZA; JONES, 2007)

Uma outra comparação das impedâncias calculadas para as amostras A e B pode ser feita com a Figura 5.8 que ilustra a impedância de um *liner* típico de baixa porosidade sob a ação de um escoamento rasante com 0,3 Mach de velocidade média. O método utilizado para cálculo da impedância é baseado em FEM e utiliza a equação de Helmholtz tridimensional para resolução do campo acústico. Para a condição de contorno de Myers, foram avaliadas as impedâncias calculadas a partir de dados experimentais utilizando a condição com fontes a montante (em triângulos vermelhos), a jusante (em triângulos invertidos verdes) e com a combinação, usando fontes tanto a montante quanto a jusante (círculo azul). Novamente observa-se semelhança com as curvas calculadas com o 2PM na bancada desenvolvida.

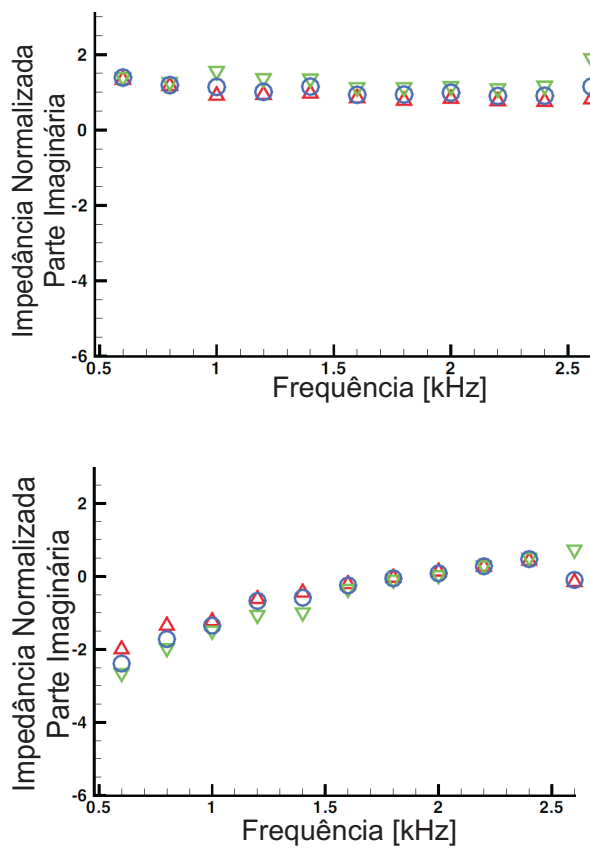


Figura 5.8 – Impedância calculada pelo método baseado em MEF de um *liner* típico testado na NASA GFIT em 0,3 Mach.
Adaptado de: (WATSON; JONES, 2012)

5.5 ANÁLISES DE SENSIBILIDADE

Na análise de sensibilidade da impedância são calculados os valores ao serem alterados somente os parâmetros geométricos da bancada ou a velocidade média do escoamento. O objetivo é avaliar individualmente a influência de cada um dos fatores no cálculo final da impedância do material ensaiado.

Primeiramente foi variada a posição de todos os transdutores simultaneamente para mais e menos 1 mm em relação à amostra dentro do método 2PM, o que não produziu diferentes resultados na impedância, exceto na região de ressonância do *liner* A. Depois foi variada a posição de todos os transdutores novamente para 5 mm em relação à amostra de *liner* e essa abordagem também não produziu variações significativas na impedância. Posteriormente alterou-se a posição de somente um microfone em relação aos demais em 1 e 5 mm e obteve-se os resultados da Figura 5.9 que demonstram que a sensibilidade ao posicionamento relativo entre transdutores gera, mesmo que pequenas, diferenças na impedância. Sendo sugerido um equipamento de medição com precisão na casa dos décimos de milímetro.

A análise de sensibilidade à velocidade de escoamento se deu ao comparar as curvas de impedância utilizando o posicionamento correto dos microfones e alterando o valor da velocidade média do escoamento. Foram analisadas as curvas referentes à velocidade mais alta medida, sendo que o método acústico permitiu atingir uma precisão na quarta casa decimal. A velocidade escolhida no sistema de controle da bancada foi de 0,25 Mach, sendo que com o método acústico obteve-se 0,2575 Mach. Assim, o 2PM foi utilizado e os resultados estão ilustrados na Figura 5.10.

Permite-se também concluir que, como o método acústico tem precisão na quarta casa decimal e a variação de impedância para desvios na terceira casa decimal é pequena, têm-se uma boa precisão ao utilizar o método acústico com as medições na bancada. As medições de pressão estática no bocal oferecem precisões na terceira casa decimal também, o que é aceitável no cálculo da impedância da amostra.

5.6 ANÁLISE DE REPETIBILIDADE

Utilizando o 2PM foram calculadas as impedâncias da amostra A, de acordo com dois ensaios realizados em campanhas diferentes, ou seja, a amostra foi ensaiada e posteriormente a bancada foi desmontada

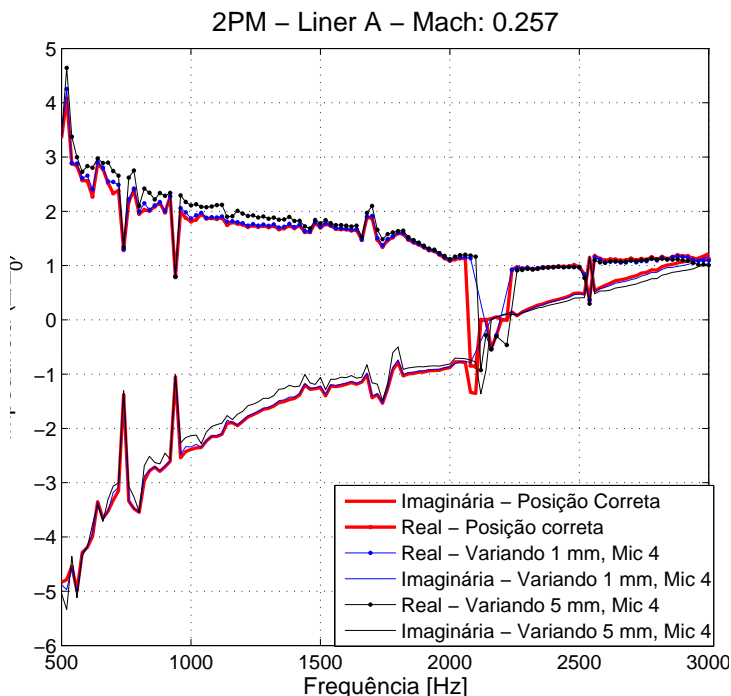


Figura 5.9 – Análise de sensibilidade da Posição - Liner A

e montada para novos ensaios. Desta forma, é possível avaliar a possibilidade de reprodução das medições e influência deste fato no cálculo da impedância.

Os ensaios realizados com a amostra A se deram em condições de temperatura, número de microfones, quantidade de tons puros de excitação e velocidades de escoamento ligeiramente distintas. A Tabela 5.2 expõe a diferença de parâmetros utilizados em ambas as medições, sendo que observou-se uma mudança muito pequena na utilização de menor número de médias e frequência de amostragem. O número de microfones utilizados introduz mais equações ao cálculo dos números de onda, tornando o sistema linear sobre-determinado, o que auxilia na precisão. Já a decisão por trabalhar com janelamento *Flat top* se deu pela utilização também em sistemas de calibração que utilizam tons puros como sinal.

A Figura 5.11 ilustra o comparativo do cálculo de impedância da amostra para a situação sem escoamento, observando que os valores

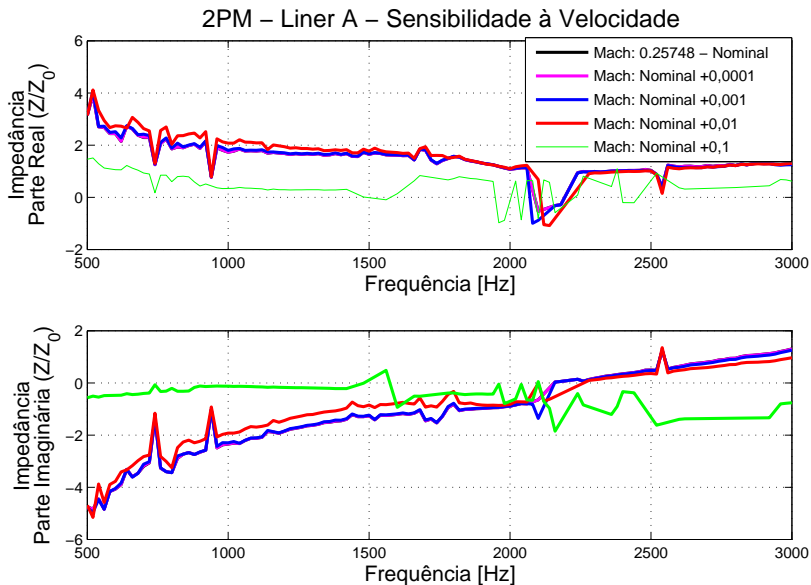


Figura 5.10 – Sensibilidade à velocidade - Liner A

foram calculados para a respectiva temperatura do ensaio, visto que na condição *upstream* e *downstream*, ambas necessárias para o método, são medidos valores de temperatura distintos e para tal é utilizado o valor médio de temperatura no cálculo da impedância.

Observa-se ótima repetibilidade da bancada utilizando o método 2PM, principalmente após a frequência de corte onde teoricamente o método não seria mais válido. É observado também que uma maior discretização de pontos na frequência permite identificar alguns comportamentos não vistos nos resultados com menor discretização, como por exemplo na região em torno de 1,5 kHz. As regiões nas quais faltam marcadores na Figura 5.11 representam regiões nas quais não foi possível convergir uma solução, possivelmente devido aos critérios de otimização estabelecidos na utilização do método e devido da forte influência do *liner* no campo acústico justamente nesta faixa do espectro.

Tabela 5.2 – Parâmetros utilizados nas medições do *liner* típico

Parâmetro	1ª Medição	2ª Medição
Data do ensaio	05/12/2013	12/04/2014
Temperatura	24,6°C	26,0°C
Discretização na frequência	100 Hz	20 Hz
Frequência de amostragem	25600 Hz	6400 Hz
Overlap	95%	75%
Número de médias	300	20
Janelamento	Hanning	Flat top
Número de microfones	4	6

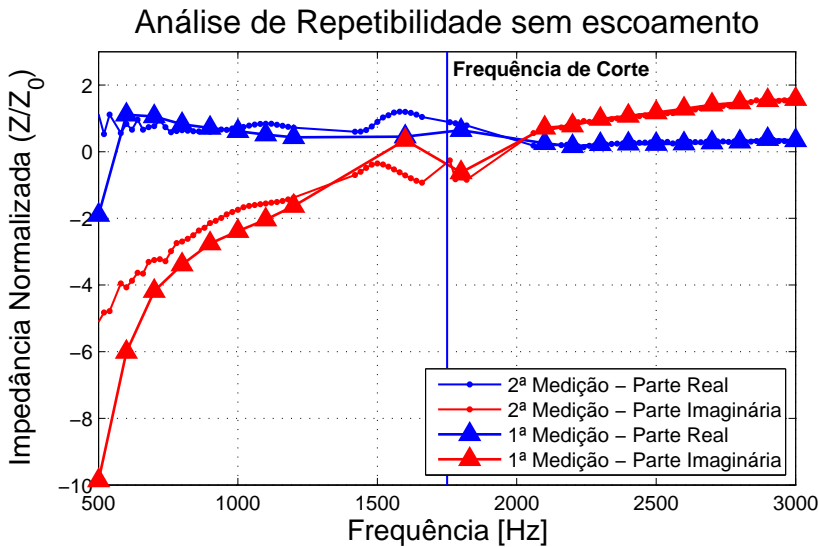


Figura 5.11 – Análise de repetibilidade para a amostra de *liner* A

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo serão tecidas algumas conclusões, analisando cada experimento realizado, de forma a contribuir para melhoria da bancada desenvolvida e seu potencial presente e futuro. De maneira geral os resultados vieram ao encontro do esperado, visto que durante a realização do projeto muitos artigos científicos de projetos similares foram consultados. Assim, esse capítulo apresenta um resumo das principais observações e conclusões, além de sugestões de trabalhos futuros.

6.1 CONCLUSÕES

Pode-se concluir que as funções de resposta em frequência dos microfones, ao utilizar ruído branco como excitação, apresentaram boa coerência na faixa entre 0,8 e 3,4 kHz para medições com baixas velocidades de escoamento, conforme ilustrado na seção 4.5.1. Assim, o nível de excitação pode ser baixo sem comprometer a relação sinal-ruído, visto que na ausência de escoamento o ruído de fundo é baixo. Entretanto, a vibração da bancada e a baixa relação sinal ruído inviabilizam o uso deste tipo de sinal, principalmente nas condições com escoamento devido a necessidade de maiores níveis e decorrente perda de coerência, conforme também ilustrado na seção 4.5.1. Melhores resultados foram obtidos com sinais de excitação na forma de tons puros, os quais concentram a energia do sinal em apenas uma frequência e garantem maiores relações de sinal-ruído, conforme apresentado na seção 4.6.

A bancada apresentou altos níveis de vibração acima de 3,0 kHz, principalmente pela excitação de modos acústicos de alta ordem, e os níveis globais de vibração cresceram linearmente com o aumento do nível de sinal de excitação. Apesar disso, os resultados de impedância não parecem ter sido afetados pela vibração da bancada, na faixa compreendida entre 0,5 e 3,3 kHz, quando sinais de excitação do tipo tons puros foram utilizados (vide seção 5.4. Abaixo de 0,5 kHz é possível que a vibração esteja ocasionando as instabilidades no cálculo da impedância dos *liners*, assim como as reflexões causadas pela terminação da seção de teste em baixa frequência, conforme apresentado na seção 4.7.

Com relação às medições de velocidade de escoamento, um maior número de pontos na malha de medição de pressão diferencial, usando

o tubo de pitot para construção do perfil de velocidades em uma seção, melhora a representação do perfil e precisão no cálculo da velocidade média. No entanto, o tempo demandado pelos ensaios é demasiado longo, conforme abordado na seção 4.2.1. A velocidade média calcula pelo tubo de Pitot independe das variações de temperatura, confirmando a hipótese de escoamento adiabático. Todavia, o método acústico apresentou-se uma ferramenta rápida, precisa e que combinada com o método com tubo de Pitot apresentou bons resultados de velocidade medida. Vide a seção 5.1.

Com relação aos ruídos de fundo decorrentes do escoamento, os valores se apresentaram-se um pouco acima em relação aos encontrados na literatura (ELNADY; BODEN, 2004). Assim, conclui-se que técnicas para evitar a medição deste ruído de fundo são necessárias. Visto que tal ruído é inerente ao tipo de configuração, é difícil controlar as fontes de tal ruído. Uma maneira de reduzir o ruído de fundo ocasionado pela camada limite incidindo na membrana do microfone seria recuá-lo, criando uma cavidade, segundo Jaeger (MUELLER, 2002), e protegê-lo por uma manta. Tal abordagem é vantajosa em relação a usar a própria grade de proteção do microfone que interage com o escoamento e em relação a mantas de fibra de vidro ou metálicas que fadigam e rompem-se com o tempo de uso.

As amostras de *liner* típico puderam ser avaliadas em relação à impedância acústica e apresentaram resultados que convergiram em sua grande maioria, ao utilizar o método 2PM. O método de medição de velocidade de escoamento, com valor inicial de velocidade média obtido pela curva de calibração, foi inserido no 2PM, o que corroborou para a boa convergência do método de determinação da impedância. A perda de transmissão mostrou-se um bom parâmetro para avaliar a eficácia de atenuação de um *liner*, conforme discutido na seção 5.3, sendo possível verificar sua atuação em diferentes condições e configurações. A sensibilidade ao posicionamento relativo entre microfones foi comprovada, mas admite-se medições com erros na faixas dos milímetros. Mais estudos nesse sentido são necessários para avaliar se o método aplicado é robusto ou se é uma característica do tipo de ensaio. Conforme Santana *et al*, a velocidade média do escoamento é um parâmetro sensível no cálculo da impedância (SANTANA *et al.*, 2011). Tal sensibilidade foi comprovada, sendo necessário um método com precisão na terceira casa decimal. Entretanto, ao adotar diferentes métodos de medição de velocidade combinados e validados entre si, garantiu-se confiabilidade e precisão ao medir a velocidade média de escoamento. Portanto, uma análise de sensibilidade de velocidade no valor da impedância contri-

buiu para definição de tolerâncias, possivelmente necessárias ao realizar simulações numéricas do escoamento para problemas envolvendo a estimativa de atenuação de um *liner* aplicado a uma aeronave em fase de projeto. Os ensaios de repetibilidade merecem atenção e discussão mais aprofundados, para se isolar os parâmetros que influenciam a medição e avaliá-los um a um, visto as diferenças observadas abaixo da frequência de corte da tubulação. Entretanto, os resultados de repetibilidade se mostraram bem animadores e desafiadores.

6.2 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Esta seção visa oferecer sugestões para futuros pesquisadores continuarem os estudos na área abordada neste trabalho. A opção pode-se dar pelo aprofundamento em melhorias da bancada ou pela exploração e implementação de novos métodos de determinação de impedância ou experimentais. Sugere-se portanto:

- a) Desenvolver um acoplador para os microfones atuarem recuados, permitindo redução do ruído de fundo capturado e melhorando a relação sinal ruído durante as medições;
- b) Projetar nova seção de teste em aço inoxidável ou material similar de alta densidade para evitar níveis de vibração excessivos;
- c) Estudar o espaçamento ideal entre microfones e amostra para reduzir o comprimento da seção de testes sem prejuízos à faixa de medição para obter menor perda de carga ao longo de toda a tubulação e com isso aumentar a velocidade de escoamento;
- d) Reprojetar o bocal e o difusor com uma chapa de 2 a 3 mm de espessura, obtendo um bocal de menor comprimento e um difusor tratado acusticamente com menor ângulo de abertura, visto a vibração da estrutura, e possível descolamento da camada limite;
- e) Implementar outros métodos de determinação de impedância e comparar os resultados determinados com o 2PM;
- f) Ensaiar a mesma amostra em outros laboratórios e utilizar o 2PM para avaliar diferenças relacionadas à infra-estrutura;
- g) Testar diferentes parâmetros de processamento de sinais e avaliar tais efeitos na determinação da impedância e no tempo de medição;

- h) Implementar um sistema de controle de ganho para excitação das fontes utilizadas no ensaio para garantir o nível de pressão sonora desejado na posição da amostra;
- i) Inserir novas posições de microfone na seção de teste para avaliar o campo sonoro em diversas regiões e obter com isso mais robustez aos métodos de determinação de impedância;
- j) Atuar em níveis de excitação que produzam efeitos não lineares nas amostras;
- k) Elaborar um sistema de calibração de fase entre microfones e verificar seu efeito sobre as medições de impedância acústica;
- l) Fabricar e ensaiar amostras de *liners* padrão, manufaturados por impressão 3D, e comparar os dados de impedância medidos na bancada com dados de impedância normal, os quais devem ser similares devido a hipótese de serem materiais localmente reativos;
- m) Utilizar excitação multi-tonal para economizar tempo através de um processamento adequado do sinal;
- n) Implementar modelos semi-empíricos como o do Ressonador de Helmholtz Extendido para prever o comportamento da impedância e perda de inserção na fase de projeto, baseado nos parâmetros geométricos e construtivos do *liner*;

REFERÊNCIAS

DINATO, A. Ruído sonoro no entorno de aeroportos: um estudo de caso no aeroporto de ribeirão preto. Biblioteca Digital de Teses e Dissertações da USP, 2011.

MSC SOFTWARE CORPORATION. *Actran TM*. 2014. Disponível em: <<http://www.mscsoftware.com/product/actran-tm>>.

BIELAK, G. et al. Advanced nacelle acoustic lining concepts development. 2002.

SANTANA, D. D. L. et al. Two-port indirect acoustic impedance eduction in presence of grazing flows. In: *17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (32nd AIAA Aeroacoustics Conference)*. [S.l.: s.n.], 2011.

MEDEIROS, A. A. Implementação e validação numérica de método de determinação de impedância acústica com incidência rasante e na presença de fluxo. *Trabalho de conclusão de curso. Curso de Graduação em Engenharia Mecânica. UFSC.*, 2013.

MYERS, M. On the acoustic boundary condition in the presence of flow. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 71, n. 3, p. 429–434, 1980.

MUNJAL, M. L. *Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design*. [S.l.]: Wiley New York (NY) et al., 1987.

JONES, M. et al. Development of experimental and computational aeroacoustic tools for advanced liner evaluation. 2006.

DOAK, P. Excitation, transmission and radiation of sound from source distributions in hard-walled ducts of finite length (i): The effects of duct cross-section geometry and source distribution space-time pattern. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 31, n. 1, p. 1–72, 1973.

ÅBOM, M. Measurement of the scattering-matrix of acoustical two-ports. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Elsevier, v. 5, n. 2, p. 89–104, 1991.

JONES, M.; PARROTT, T.; WATSON, W. Comparison of acoustic impedance reduction techniques for locally-reacting liners. In: CITESEER. *Proceedings of the 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit*. [S.l.], 2003.

ELNADY, T. *Modelling and characterization of Perforates in Lined Ducts and Mufflers*. Tese (Doutorado) — Royal Institute of Technology, Stockholm, 2004.

MUELLER, T. J. *Aeroacoustic Measurements*. [S.l.]: Springer, 2002.

MATLAB. *R2013a*. Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc., 2013.

ELNADY, T.; BODEN, H. An inverse analytical method for extracting liner impedance from pressure measurements. *AIAA*, p. 1–17, 2004.

BIELAK, G. et al. *Advanced turbofan duct liner concepts*. [S.l.]: National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center, 1999.

LAN, J. Turbofan duct propagation model. *NASA CR*, v. 211245, p. 2001, 2001.

RICHTER, C. *Liner impedance modeling in the time domain with flow*. [S.l.]: Univerlag tuberlin, 2009.

JONES, M.; WATSON, W.; PARROTT, T. Benchmark data for evaluation of aeroacoustic propagation codes with grazing flow. *AIAA paper*, v. 2853, 2005.

JONES, M. et al. Comparison of two acoustic waveguide methods for determining liner impedance. *AIAA Journal*, v. 2266, 2001.

JONES, M. et al. Effects of liner geometry on acoustic impedance. In: *Proc. 8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit*. [S.l.: s.n.], 2002.

ALLARD, J. F.; ATALLA, N. *Propagation of Sound in Porous Media - Modelling Sound Absorbing Materials*. [S.l.]: Wiley, 2009.

MALMARY, C. et al. Acoustic impedance measurement with grazing flow. *AIAA Paper*, v. 2193, p. 2001, 2001.

LONG, M. *Architectural Acoustics*. Elsevier/Academic Press, 2006. (Applications of Modern Acoustics). ISBN 9780124555518. Disponível em: <<http://books.google.com.br/books?id=MnYUfErtBGEC>>.

LENZI, A. Apostila de fundamentos em acústica. *Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. UFSC.*, Elsevier, 2012.

RIENSTRA, S. Impedance models in time domain, including the extended helmholtz resonator model. *AIAA paper*, v. 2686, p. 2006, 2006.

ISO. International Standard, *Acoustics - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes. Part 2: Transfer-function method*. 11 1998.

GAETA, R.; MENDOZA, J.; JONES, M. Implementation of in-situ impedance techniques on a full scale aero-engine system. In: AIAA, USA. *13 th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference(28 th AIAA Aeroacoustics Conference)*. [S.l.], 2007.

WATSON, W.; JONES, M.; GERHOLD, C. Implementation and validation of an impedance eduction technique. 2011.

JONES, M. et al. Design and evaluation of modifications to the nasa langley flow impedance tube. In: CITESEER. *Proceedings of the 10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. [S.l.], 2004. v. 1, p. 451–463.

GERHOLD, C. et al. Report on recent upgrades to the curved duct test rig at nasa langley research center. *AIAA paper*, v. 2896, 2011.

GERHOLD, C.; CABELL, R.; BROWN, M. Development of an experimental rig for investigation of higher order modes in ducts. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 2006.

JONES, M.; WATSON, W.; NARK, D. Optimization of acoustic pressure measurements for impedance eduction. In: *13 th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference(28 th AIAA Aeroacoustics Conference)*. [S.l.: s.n.], 2007.

ROECK, W. D.; DESMET, W. Experimental acoustic identification of flow noise sources in expansion chambers. In: *Proceedings of ISMA*. [S.l.: s.n.], 2008. p. 455–470.

SANTANA, L. D.; ROECK, W. D.; WIM, D. Indirect acoustic impedance eduction in presence of flow based on an analytical two-port formulation. *K.U. Leuven, Department of Mechanical Engineering, Celestijnenlaan 300B, B-3001. Haverlee (Leuven), Belgium*, p. 15, 2013.

CHURSIN, e. a. V. Eduction of the impedance based on results of measurements of the sound field on installation "duct with flow. *ICSV19*, p. 8, 2012.

KIRBY, A. C. R. The impedance of perforated plates subjected to grazing gas flow and backed by porous media. *J. Sound Vib.*, Vol. 217, No. 4, p. 619–636, 1998.

WATSON, W.; JONES, M. Validation of a new procedure for impedance eduction in flow. In: *16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Stockholm, Sweden*. [S.l.: s.n.], 2010.

ELNADY, T.; BODEN, H.; ELHADIDI, B. Validation of an inverse semi-analytical technique to educe liner impedance. *AIAA journal*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, v. 47, n. 12, p. 2836–2844, 2009.

XIAODONG, J.; SEN, P.; XIAOFENG, S. A straightforward method for wall impedance eduction in a flow duct. *Journal of the Acoustical Society of America (JASA)*, v. 124, n. PACS number: 43.50.Gf, 43.20.Mv, 43.58.Bh, p. 227–234, Received 16 December 2007; revised 27 April 2008; accepted 30 April 2008.

ROECK, W. D.; DESMET, W. Indirect acoustic impedance determination in flow ducts using a two-port formulation. *AIAA-paper*, v. 3302, 2009.

MEDEIROS, A. A. et al. Comparação de dois métodos de cálculo de impedância acústica de liners sob escoamento tangencial. *XXV Encontro Sobrac. Campinas, Brasil.*, p. 8, 2014.

VASCONCELOS, Y. Aeronaves mais silenciosas. *Revista Pesquisa FAPESP*, v. 155, p. Disponível em: [http : //www.abag.org.br/materia_completa.html](http://www.abag.org.br/materia_completa.html) Acesso em: 19 mai 2014., 2009.

BACK, N. et al. *Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem*. [S.l.]: Manole, 2008.

JAPIKSE, D.; BAINES, N. C. *Diffuser design technology*. [S.l.]: Concepts Eti, 1998.

HERMES, J. *Estudo da Geração de Ruído Aerodinâmico em Sistemas de Distribuição de Ar-condicionado de Aeronaves*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

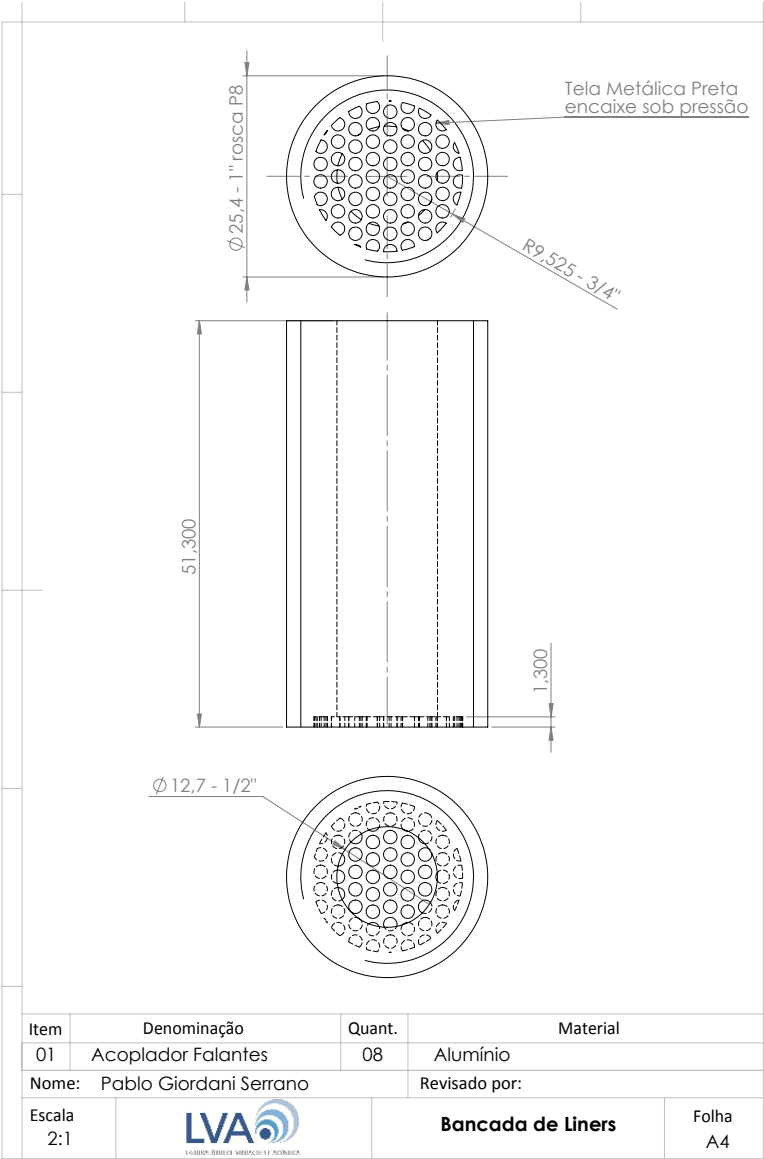
FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. *Introdução à mecânica dos fluidos*. [S.l.]: Livros Técnicos e Científicos, 2006.

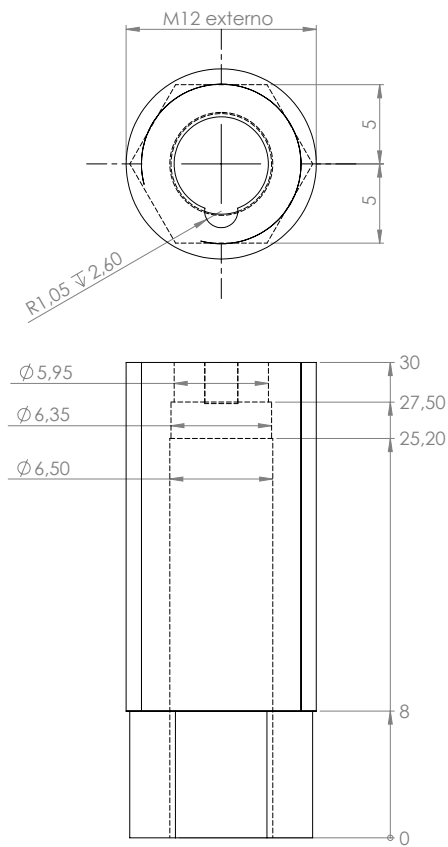
MASSON, Z. N. Desenvolvimento de um software de controle, aquisição e processamento de sinais em labview para auxílio na determinação da impedância acústica de liners. *Trabalho de conclusão de curso. Curso de Graduação em Engenharia Mecânica. UFSC.*, 2013.


JONES, M. G.; WATSON, W.; NARK, D. Effects of flow profile on educed acoustic liner impedance. In: *AIAA Conference*. [S.l.: s.n.], 2010. p. 2010–3763.

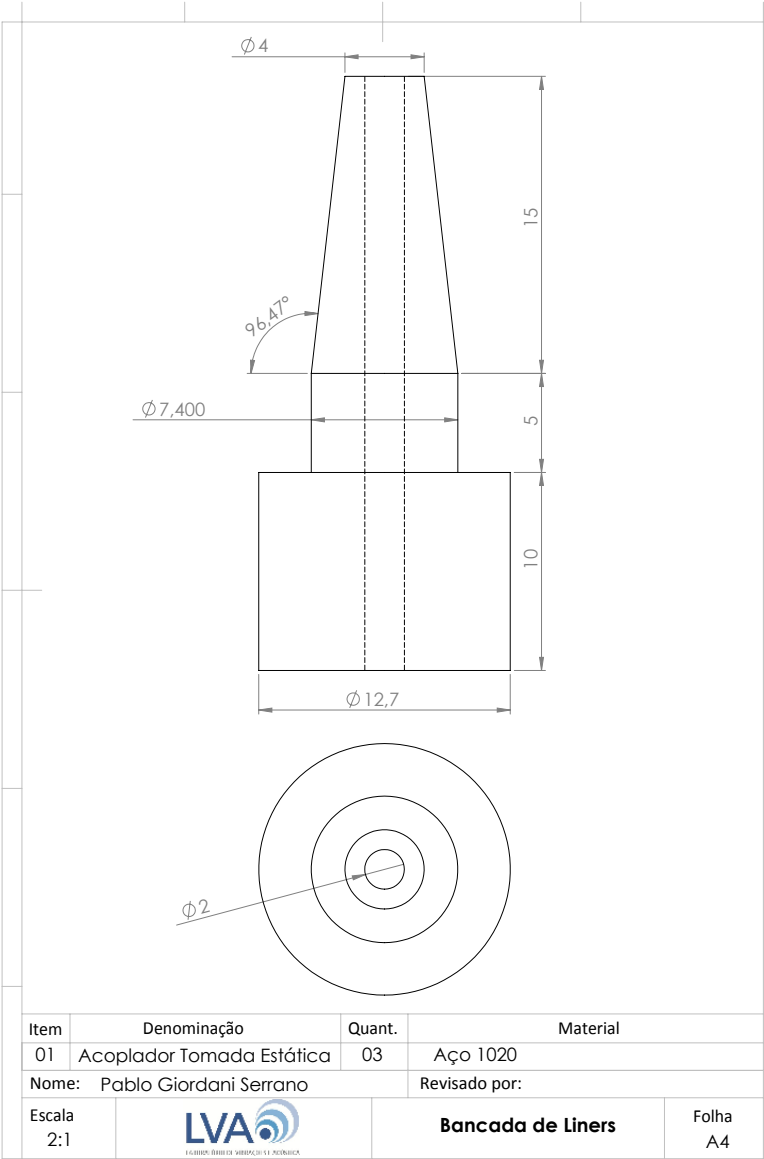
WATSON, W.; JONES, M. Evaluation of wall boundary conditions for impedance eduction using a dual-source method. 2012.

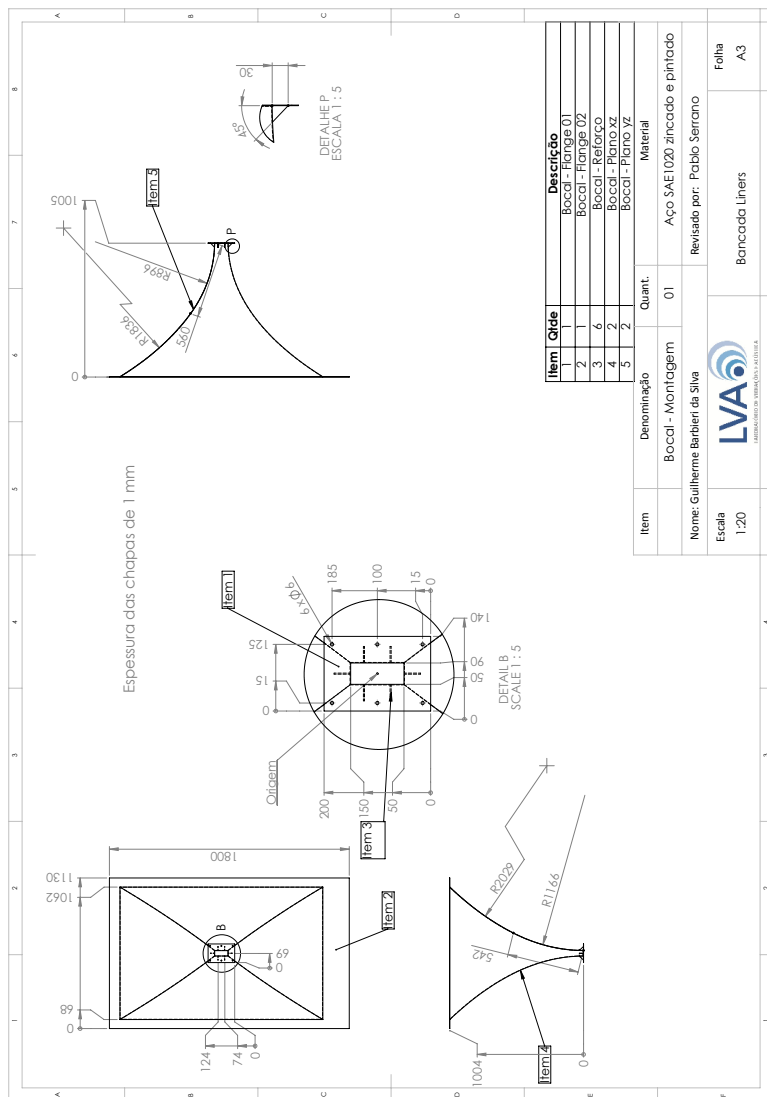
APÊNDICE A – Desenhos Técnicos

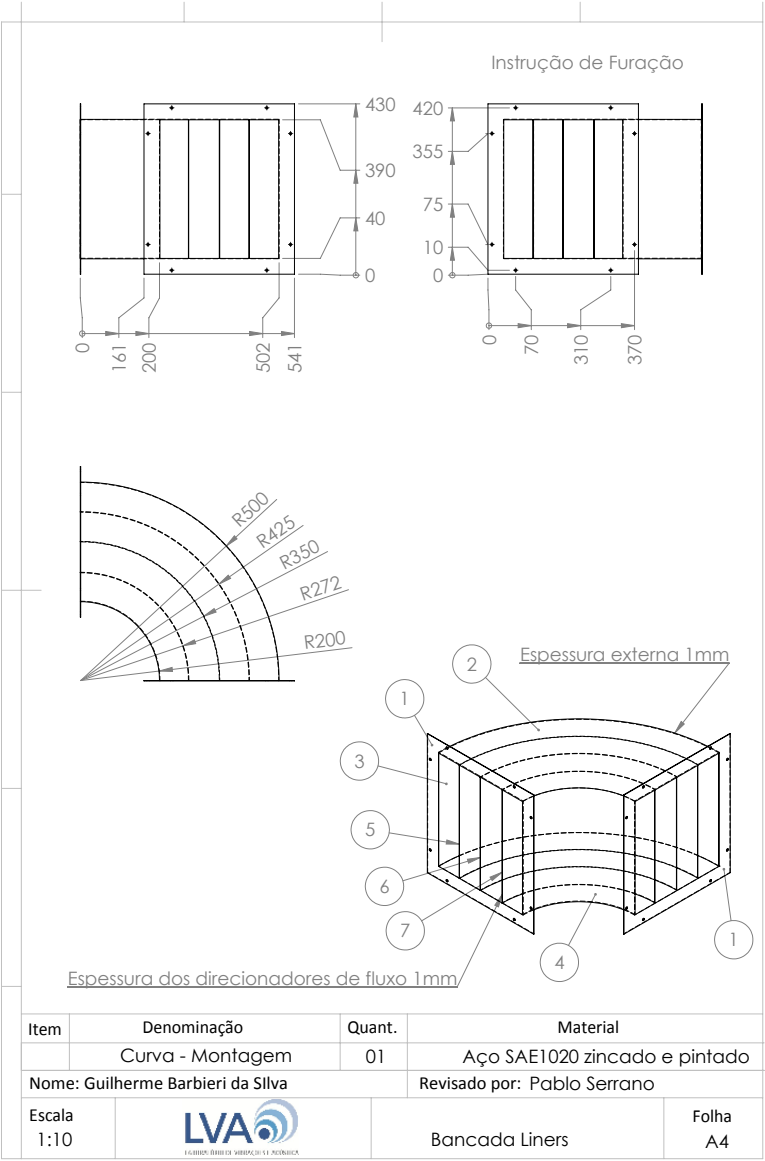


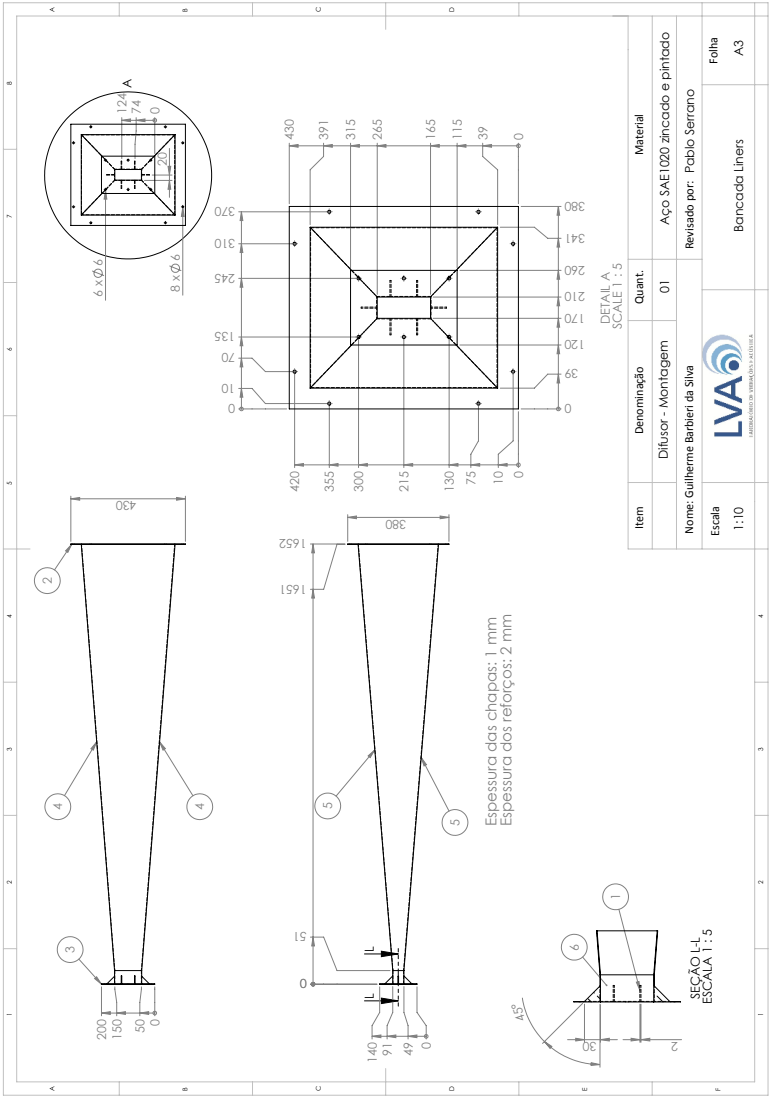


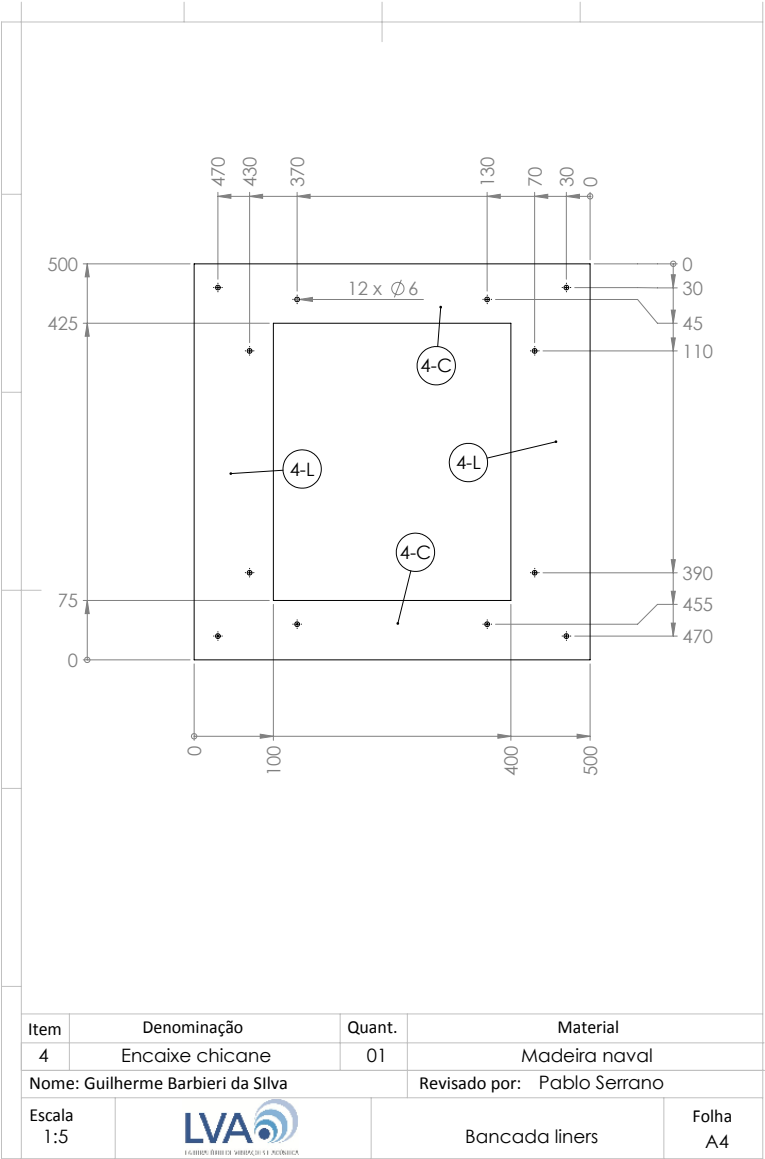
Item	Denominação	Quant.	Material
01	Acoplador microfones	14	Alumínio
Nome: Guilherme Barbieri da Silva			Revisado por: Pablo Serrano
Escala 4:1			Folha A4
			Bancada liners

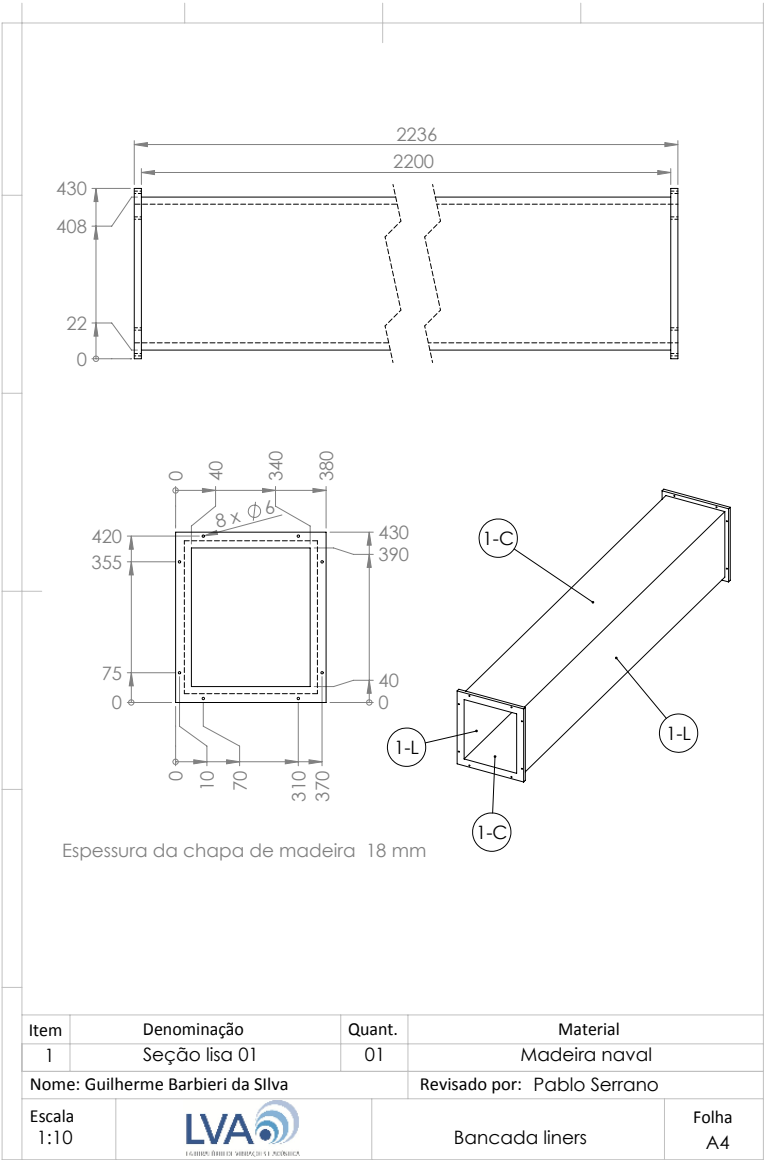


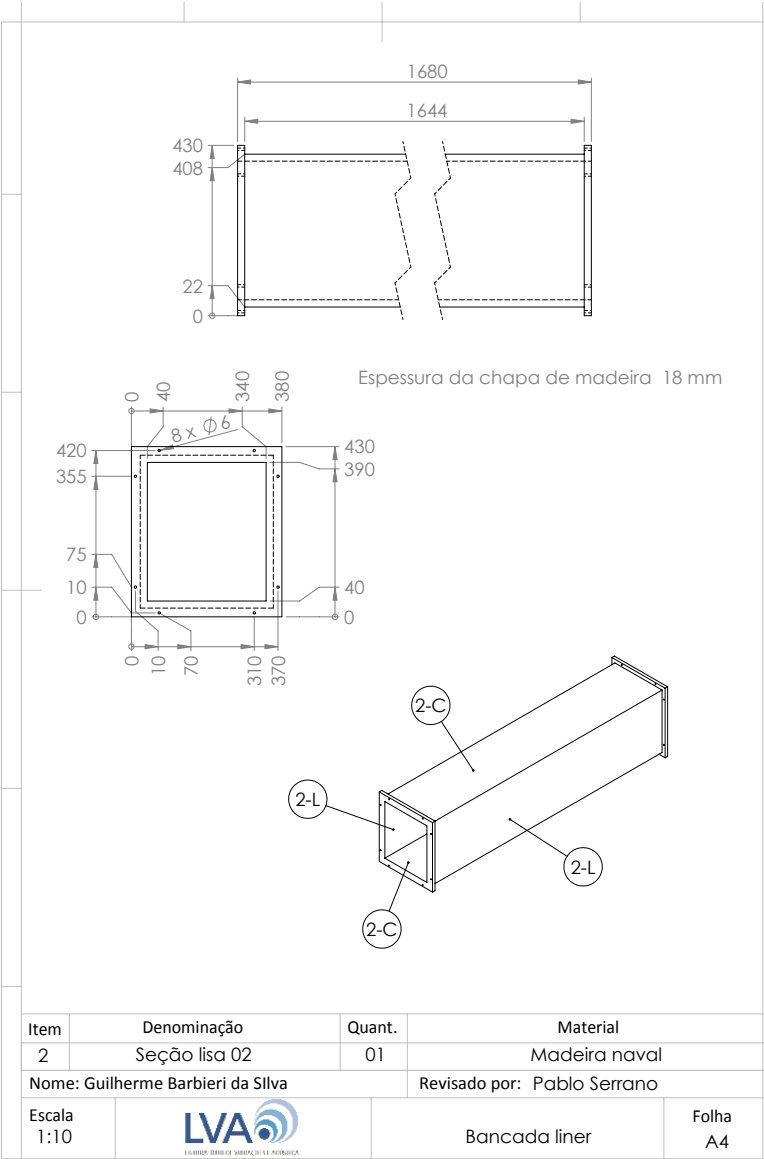


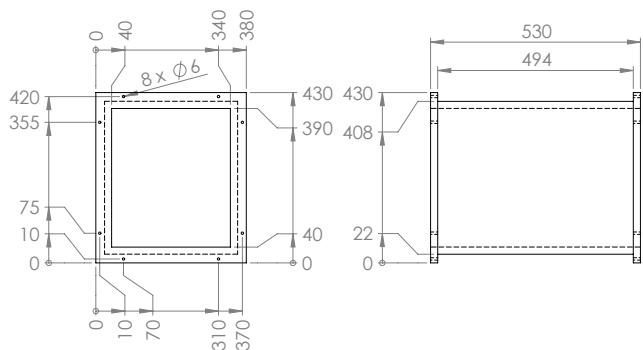




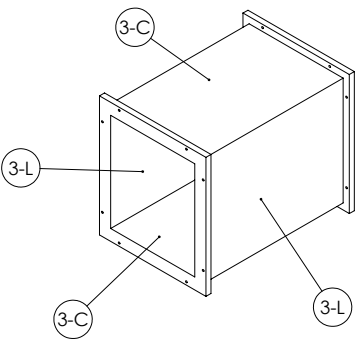





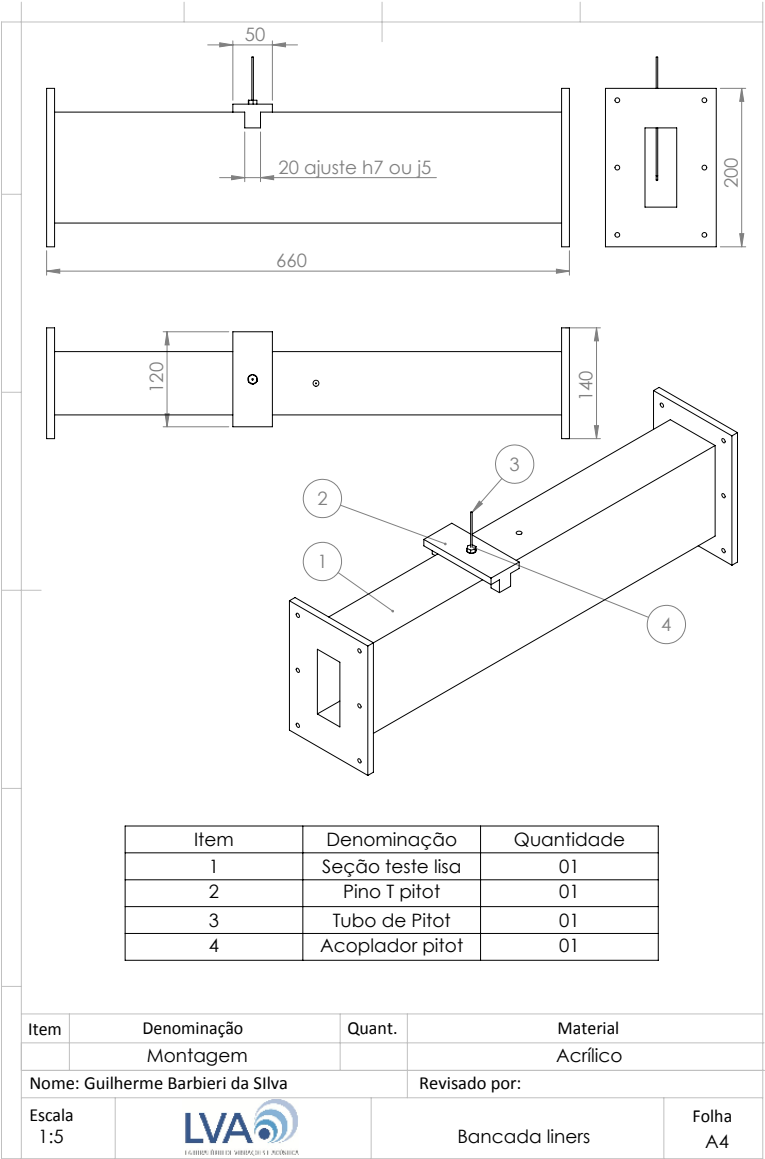


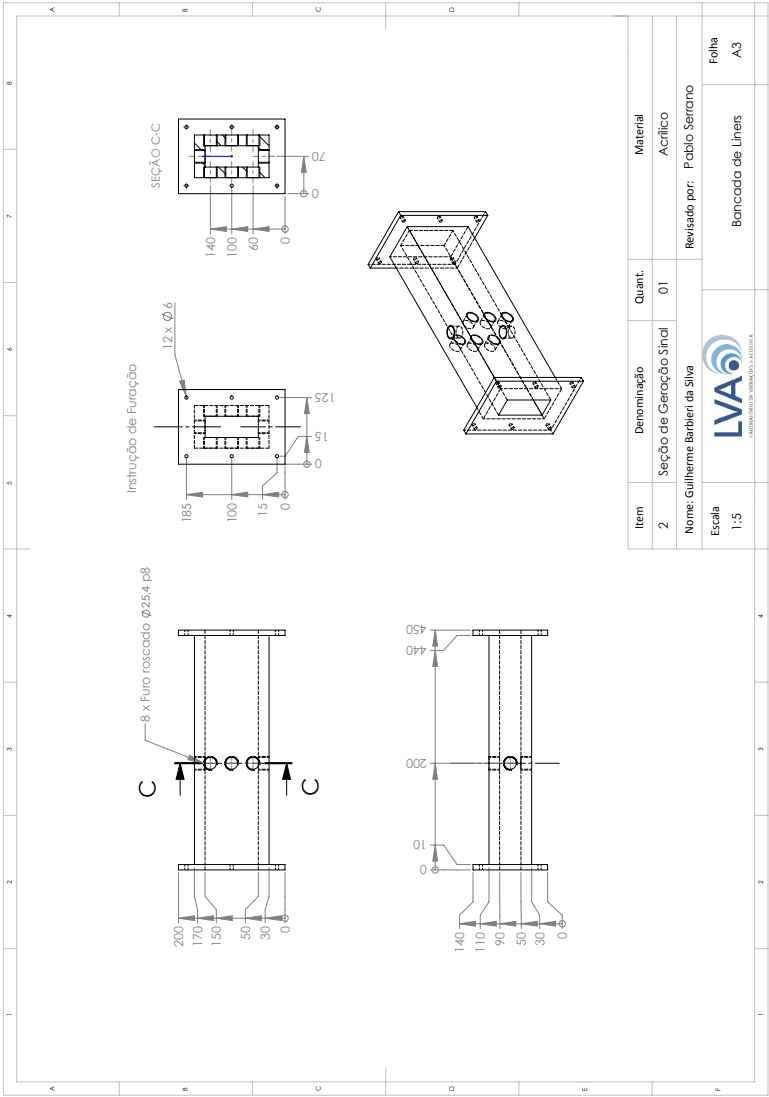


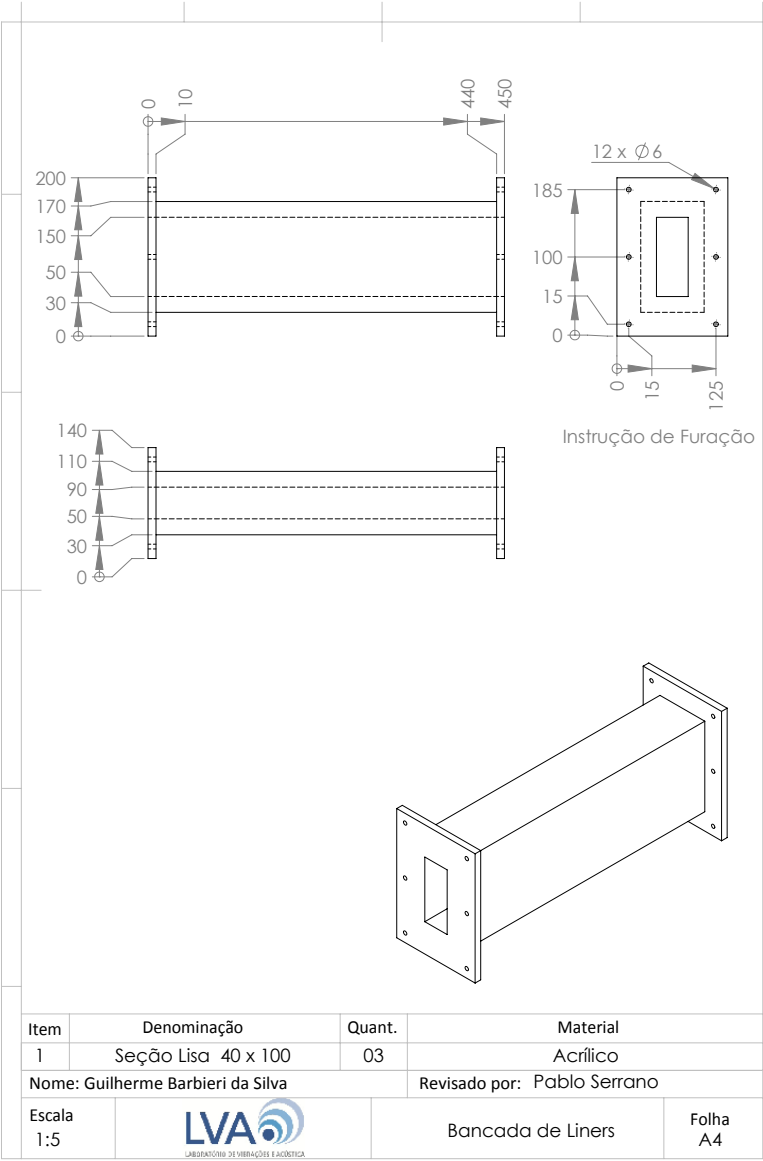
Espessura da chapa de madeira 18 mm

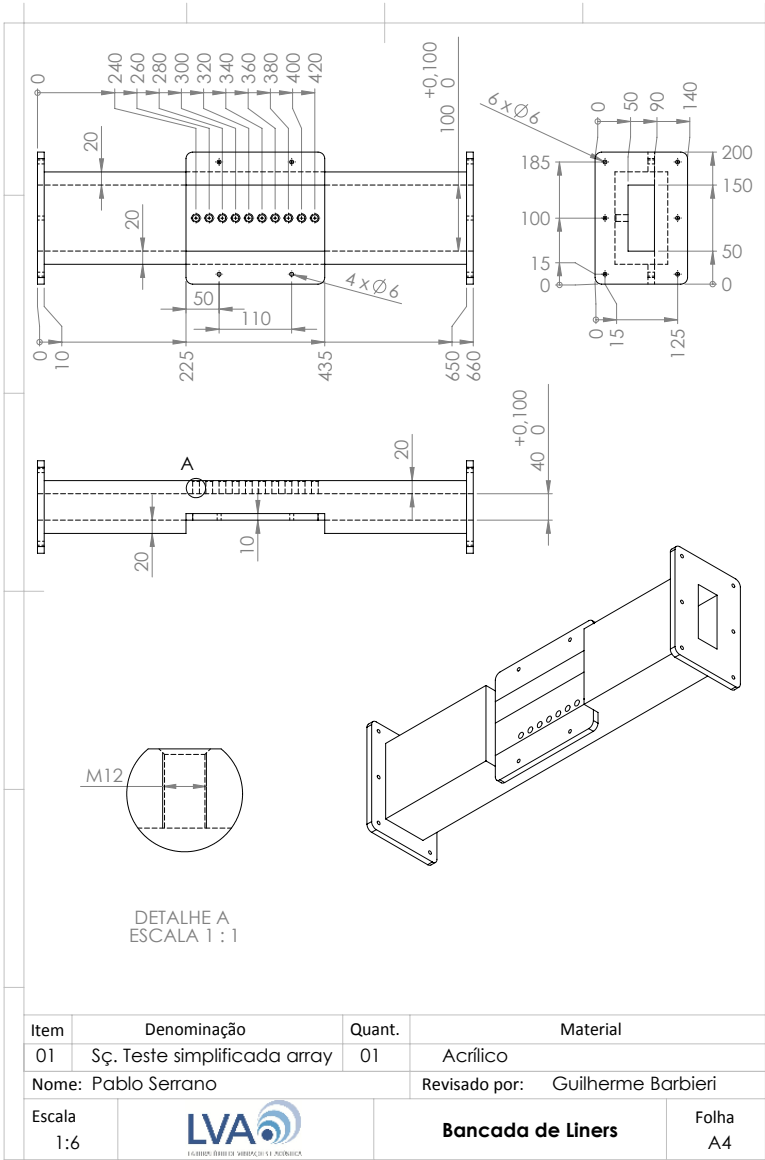


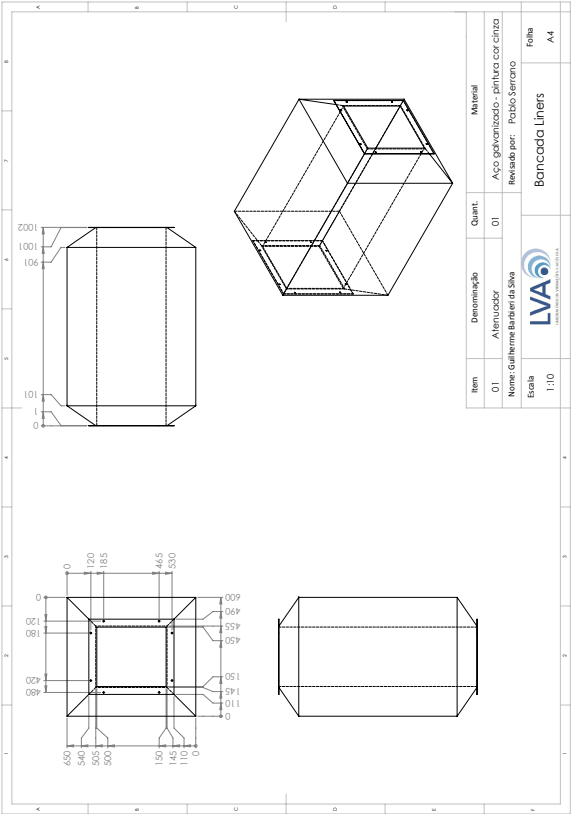
Item	Denominação	Quant.	Material
3	Seção lisa 03	01	Madeira naval
Nome: Guilherme Barbieri da Silva			Revisado por: Pablo Serrano
Escala 1:10	 LVA LUBRIFICANTES, VÁCUOS E PNEUMÁTICA		Folha A4
Bancada liners			











A.1 COMISSIONAMENTO DO SOFTWARE

Nesta etapa a equipe do projeto realizou uma comparação de dados medidos com o sistema PULSE e com o software projetado para utilização na bancada, nomeado de SCAP LR (Software de Controle Aquisição e Processamento de sinais *Liner RIG*) conforme Masson¹ (MASSON, 2013). O objetivo de tal comissionamento é avaliar se há diferenças nas curvas obtidas pelos sistemas de aquisição e se as rotinas de cálculo de FFT e armazenamento estão corretamente implementadas no software. Ao variar os parâmetros da aquisição de sinais e os tipos de excitação, pode-se realizar diversas medições e comparações. O sistema composto para tal comissionamento está ilustrado na Figura A.1 por 2 microfones em um tubo de ondas planas excitado por um alto-falante. Os sinais provenientes dos microfones são enviados para os dois sistemas de aquisição simultaneamente.

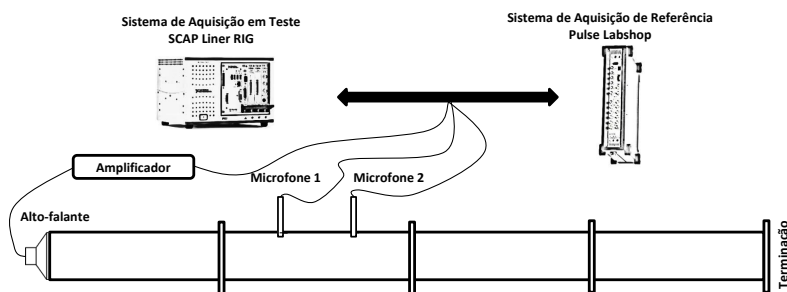


Figura A.1 – Esquema utilizado para comissionar o software SCAP Liner RIG (MASSON, 2013).

Os resultados se mostraram excelentes, com erros de no máximo 0,02% entre curvas de magnitude de função de resposta em frequência, utilizando tanto excitação em tons puros, ruído branco ou *sweep* variando o *overlapping* e mantendo os parâmetros de tipo de janelamento, número de médias e ponderação das médias iguais nos dois sistemas de aquisição. O PULSE conta com 6400 linhas e frequência máxima de análise em 6400 Hz. Já o SCAP LR conta com 25600 linhas com taxa de amostragem de 25600 Hz, permitindo a mesma discretização

¹Responsável pela implementação da ferramenta.

de 1 Hz ao realizar a transformada rápida de Fourier (FFT) em ambos os sistemas e permitir a análise de dados coletados durante um intervalo de tempo no domínio da frequência. Mais detalhes sobre a teoria de processamento de sinais, a implementação e o comissionamento do software podem ser encontrados no trabalho de Masson (MASSON, 2013).

ANEXO A – Folhas técnicas

PRODUCT DATA

1/4" DeltaTron® Pressure-field Microphones — Types 4944-A and 4944-B

Types 4944-A and 4944-B are 1/4" Prepolarized Pressure-field Microphones laser welded to 1/4" DeltaTron preamplifiers.

The preamplifier connects to CCLD input conditioning and supports IEEE P1451.4 V 0.9TEDS (Transducer Electronic Data Sheet).

USES

- High-level measurements
- High-frequency measurements
- Flush mounting

FEATURES

- Sensitivity: 0.9 mV/Pa
- Frequency: 16 – 70000 Hz
- Dynamic Range: 48 dB(A) – 169 dB
- Temperature: –20 to +100°C (–4 to +212°F)



- TEDS: IEEE P1451.4
- SMB or 10 – 32 UNF socket
- Connects to CCLD input

Description

Uses of Types 4944-A and 4944-B

A pressure-field microphone is designed to be used in small closed couplers, close to hard reflective surfaces or flush-mounted. The sensitivity has been optimised to allow measurements of high sound pressure levels without clipping in the built-in DeltaTron preamplifier.

Design and Robustness

The shape of the microphone front ensures excellent microphone performance when flush-mounted. The laser-welded diaphragm on the microphone housing ensures that the sensitivity is resistant to rough handling during flush mounting.

Microphone Data CD

The microphone is supplied with a mini-CD. This mini-CD carries all individual calibration data as well as random-incidence and free-field corrections. The influence of 1/4" Nose Cone UA-0385 is also available.

Calibration

The sensitivity can be calibrated at 250Hz using Pistonphone Type 4228 with 1/4" Adaptor DP-0775. The pressure-field response can be measured using Actuator UA-0033 with Adaptor DB-0264. The pressure-field response is equal to the actuator response.

SELENIUM
ALTO-FALANTES

LINHA PROFISSIONAL - Driver de Compressão
D4400Ti

Driver de compressão com diafragma de domo em puro titânio, alta sensibilidade e baixa distorção cobrindo uma resposta de médias e altas frequências. Pode ser utilizado em caixas de reforço de som (PA), monitoras e caixas de retorno (palco e side-fill). Esta performance é conseguida pela excelente combinação de seus componentes:

O diafragma tipo domo foi especialmente projetado em puro titânio, mais rígido e leve que os materiais normalmente usados, possuindo na sua estrutura nervuras especiais que garantem uma redução de stress e maior rigidez do diafragma, mesmo quando exposto a grandes deslocamentos devido às altas potências.

O transformador acústico "Phase Plug" é injetado em alumínio com várias aberturas otimizadas, minimizando cancelamentos de fase.

O conjunto magnético com alto fluxo possui na parte interna um anel de alumínio em curto circuito, que evita a modulação de campo magnético, cujas variações bruscas e intensas de sinal invariavelmente causam distorções. Além disso, o gap do conjunto possui no seu interior um fluido magnético (Ferrosound®) que garante melhor centragem e excelente dissipação do calor da bobina móvel.

A bobina móvel é fabricada com fio chato (copper clad) resistente a altas temperaturas e enrolada em forma de Kaptort®, obtendo-se um conjunto de grande estabilidade e resistência.

O driver possui boca de 50 mm (2") de diâmetro permitindo acoplagem direta a cornetas com o mesmo diâmetro de garganta.

A base e tampa em alumínio injetado conferem grande robustez à estrutura do driver.

O conjunto móvel (reparo) possui uma perfeita auto-centragem, sendo também de fácil troca em caso de eventual defeito.



CONEXÃO DRIVER x CORNETA

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

Impedância nominal	8
Impedância mínima @ 3.450 Hz	6,5
Potência	
Programa Musical (c/ xover 800 Hz 12 dB / oit)	200 W
Programa Musical (c/ xover 1.200 Hz 12 dB / oit)	250 W
RMS (NBR 10.303) (c/ xover 800 Hz 12 dB / oit)	100 W
RMS (NBR 10.303) (c/ xover 1.200 Hz 12 dB / oit)	125 W
Sensibilidade	
Em corneta, 2,83V @ 1m, no eixo	112 dB SPL
Em tubo, 0,0894V*	117 dB SPL
Resposta de frequência @ -10dB	400 a 20.000 Hz
Diâmetro da garganta	50 mm
Material do diafragma	Titânio
Diâmetro da bobina	100 mm
Re (resistência da bobina)	4,8
Densidade de fluxo no gap	1,90 T
Frequência de corte mínima recomendada (12 dB / oit)	800 Hz

* Especificações para uso de programa musical de voz, permitindo distorção harmônica máxima no amplificador de 5%, com o crossover passivo recomendado, sendo a potência calculada em função da tensão na saída do amplificador e da impedância nominal do transdutor.

* Norma Brasileira NBR 10.303, com a aplicação de ruído rosa durante 2 horas inintermitidas.

* Medida com corneta HL4750-SLF, média entre 800 e 3.000 Hz.

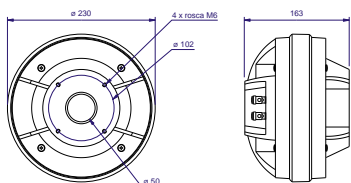
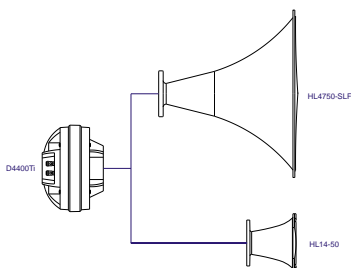
* A sensibilidade representa o SPL em um tubo de ondas planas de 25 mm de diâmetro, média entre 800 e 3.000 Hz.

INFORMAÇÕES ADICIONAIS

Material do ímã	Ferrite de bário
Peso do ímã	3.440 g
Diâmetro x altura do ímã	220 x 24 mm
Peso do conjunto magnético	9.240 g
Material da base e tampa	Alumínio
Acabamento da base e tampa	Pintura epoxi, cor preta
Acabamento das arruelas	Cromatização azul
Material do fio da bobina	CCAW flat
Material da forma da bobina	Poliimida (Kaptort®)
Comprimento do fio da bobina	6,0 m
Altura do enrolamento da bobina	2,0 mm
Coefficiente de temperatura do fio ()	0.00404 1/°C
Volume ocupado pelo falante	5,0 l
Peso líquido do falante	10.200 g
Peso total (incluindo embalagem)	12.040 g
Dimensões da embalagem (C x L x A)	27 x 27 x 21,5 cm

INFORMAÇÕES PARA MONTAGEM

Conexão com a corneta	Parafusado no flange
Número de furos de fixação	4 (M6) espaçados igualmente
Diâmetro dos furos de fixação	102 mm
Tipo do conector	Pressão p/ fio nu
Polaridade	Tensão + no borne vermelho; deslocamento do diafragma na direção da garganta



Dimensões em mm.

PRODUCT DATA

Sound Calibrator — Type 4231

Sound Calibrator Type 4231 is a handy, portable sound source for calibration of sound level meters and other sound measurement equipment. The calibrator is very robust and stable, and conforms to EN/IEC 60942 Class LS and Class 1, and ANSI S1.40-1984.



050231

USES AND FEATURES

USES

- Calibration of sound level meters and other sound measurement equipment

FEATURES

- Conforms to EN/IEC 60942 (2003) Class LS and Class 1, and ANSI S1.40 – 1984
- Robust, pocket-sized design with highly stable level and frequency
- Calibration accuracy ± 0.2 dB
- 94 dB SPL, or 114 dB SPL for calibration in noisy environments
- Extremely small influence of static pressure and temperature
- Sound pressure independent of microphone equivalent volume
- 1 kHz calibration frequency for correct calibration level independent of weighting networks
- Fits Brüel & Kjær 1" and 1/2" microphones (1/4" and 1/8" microphones with adaptor)
- Switches off automatically when removed from the microphone

Brüel & Kjær 

PRODUCT DATA

Audio Power Amplifier 100W Stereo — Type 2716 C

Audio Power Amplifier Type 2716 C is a high-performance power amplifier optimised for sound and vibration applications. It can be used as a general-purpose power amplifier for electroacoustic applications.

USES

- Driver for loudspeakers, artificial mouths, etc.
- General-purpose audio power amplifier
- Power amplifier for audio analyzers
- Easy to install in a 19" rack

FEATURES

- Output-level meter
- Selectable gain
- Two balanced inputs



Description

Audio Power Amplifier Type 2716 C has two channels that can be used independently or jointly (using the **Link A + B** and **Reverse Polarity B** switches, and Bridging Cable AQ 0621). Signals enter electronically balanced inputs via XLR through Input CH.A. and Input CH.B. connectors. Output is approx. 300 W and is relatively independent of load.

Audio Power Amplifier Type 2716 C is compact and fits in a 19" rack. It has the same features and protection circuits normally found only in higher powered amplifiers.

Quiet Operation

Type 2716 C uses passive cooling during operation which removes the need for a cooling fan. The lack of a cooling fan, in turn, makes Type 2716 C very quiet during operation.

Extensive Protection

Power Amplifier Type 2716 C has circuits that protect it against short-circuits, DC, overheating, VHF and clipping (clip limiter may be switched off).

2716 C

Brüel & Kjær 



Technical Data Sheet

Pressure / Temperature / Humidity / Air Velocity / Airflow / Sound level



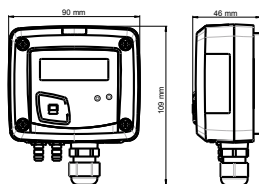
Differential pressure transmitter CP 114 – CP 115



KEY POINTS

- Ranges from -500/+500 mbar to -2000/+2000 mbar (according to models)
- Configurable intermediary ranges
- 0-10 V or 4-20 mA output, active, power supply 24 Vac/Vdc (3-4 wires) or 4-20 mA output, passive loop, power supply from 16 to 30 Vdc (2 wires)
- ABS V0 housing, IP65, with or without display
- "¼ turn" system mounting with wall-mount plate
- Housing with simplified mounting system

FEATURES OF THE HOUSING



Material : ABS V0 as per UL94

Protection : IP65

Display : LCD 10 digits. Size: 50 x 17 mm

Height of digits : Value : 10 mm ; Unit : 5 mm

Connections : safety Ø 6.2 mm

Cable gland : for cables Ø 8 mm maximum

Weight : 143 g

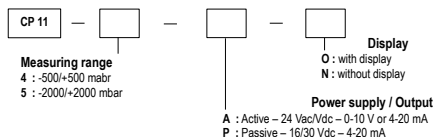
TECHNICAL FEATURES

Measurement units	mbar, inWG, mmHG, PSI, mmH ₂ O, daPa, hPa, kPa
Accuracy*	±1.5% of reading ±3 mbar
Response time	1/e (63%) 0.3 s
Resolution	1 mbar ; 0.1 inWG ; 1 mmHG ; 1 mmH ₂ O ; 1 hPa ; 10 daPa ; 0.1 kPa ; 0.1 PSI
Autozero	Manual with push-button
Type of fluid	Air and neutral gases
Overpressure tolerated	CP114 : 1400 mbar ; CP115 : 4100 mbar
Operating temperature	From 0 to +50 °C
Storage temperature	From -10 to +70 °C

*All the accuracies indicated in this technical datasheet were stated in laboratory conditions, and can be guaranteed for measurements carried out in the same conditions, or carried out with calibration compensation.

PART NUMBER

To order, just add the codes to complete the part number :



Example : CP 114 – AO

Pressure transmitter measuring range -500/+500 mbar, 0-10 V or 4-20 mA active, with display